

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE  
Faculté de génie  
Département de génie mécanique

# Étude du système compartiment moteur - habitacle d'un véhicule côte à côte dans le domaine des moyennes et hautes fréquences

Mémoire de maîtrise  
Spécialité : génie mécanique

Ahmed SAMET

Jury: Nouredine ATALLA (directeur)  
Patrice MASSON (rapporteur)  
Olivier ROBIN  
Maxime DESJARDINS-GOULET



# Résumé

L'industrie automobile de nos jours se trouve face à un défi considérable : maîtriser le niveau de bruit et la signature sonore de ses produits afin de satisfaire les exigences normatives et celles de ses clients. Un niveau de bruit intérieur réduit donne un avantage concurrentiel au constructeur puisqu'il offre un niveau de confort plus élevé pour l'opérateur. Les sources et chemins de transmission de nature vibratoire et acoustique en jeu sont généralement complexes, surtout lorsqu'on parle des véhicules récréatifs. Il est important de bien comprendre les différents mécanismes de transmission acoustique à travers les composants de la cabine du véhicule afin d'optimiser le confort acoustique de l'opérateur dès le début du cycle de développement.

Dans ce travail, une modélisation vibroacoustique du compartiment moteur couplé à l'habitacle d'un véhicule de type côte à côte en moyennes et hautes fréquences à l'aide du logiciel commercial VA One de ESI group est présentée. Les modèles développés ont permis de prédire le niveau pression acoustique à l'intérieur du véhicule soumis à des excitations mécaniques et/ou acoustiques. Deux méthodologies de conception vibroacoustique ont été adoptées vu la complexité des structures et la gamme fréquentielle concernée : une méthode d'analyse statistique énergétique SEA (Statistical Energy Analysis) qui couvre le domaine des hautes fréquences, et une approche déterministe statistique hybride qui couvre le domaine des moyennes fréquences, en couplant la méthode des éléments finis et la SEA. Les prédictions numériques seront par la suite validées par les résultats expérimentaux.

**Mots-clés :** Analyse statistique énergétique, FE/SEA hybride, vibroacoustique, perte par transmission, niveau de pression acoustique, excitations aériennes, excitations solidiennes.

# Remerciements

Mes vifs remerciements et ma profonde gratitude sont destinés en premier lieu à mon directeur de recherche, M. Nouredine Atalla. Je lui suis reconnaissant pour son encadrement, sa disponibilité, sa générosité et la confiance qu'il m'a accordée tout au long du projet. C'est grâce à ses conseils, son savoir scientifique, ses encouragements et son implication que j'aurai pu mener à bien cette mémoire.

Je tiens aussi à remercier M. Patrice Masson d'avoir accepté d'évaluer ce travail.

Je souhaite remercier toute l'équipe du Centre des Technologies Avancées, en particulier M. Walid Belgacem pour sa grande implication, son énorme appui, sa disponibilité ainsi que son ouverture d'esprit. Ça me fait vraiment un grand plaisir de collaborer et travailler avec lui. Je tiens à remercier également M. Maxime Desjardins-Goulet, M. Pascal Ranger, M. Ahmed Maslouhi et M. Samuel Roy.

Mes remerciements s'adressent aussi à toute l'équipe du Groupe Acoustique de l'Université de Sherbrooke, en particulier, M. Olivier Robin pour son appui sur le volet expérimental de ce projet, son professionnalisme et ses précieux conseils. Merci à M. Rémy Oddo pour son soutien considérable, son sens de l'humour et encouragement. Pour son dynamisme, sa disponibilité, sa générosité et ces conseils, je tiens à remercier M. Raef Cherif qui m'a aidé énormément pendant mon intégration au monde de la simulation vibroacoustique numérique.

Je tiens également à remercier M. Maxime Bolduc pour son soutien et ses conseils au cours du projet.

Je voudrais exprimer ma reconnaissance envers les amis et collègues qui m'ont apporté leur support moral et intellectuel tout au long de ma démarche.

Mes sincères remerciements vont aux mes parents qui m'ont toujours soutenu pendant toutes mes études, pour leur détermination, leur effort et leurs sens du sacrifice. Je tiens également à remercier ma femme pour sa patience, amour et encouragement continue.

# Table des matières

<b>Résumé</b> .....	i
<b>Remerciements</b> .....	ii
<b>LISTE DES FIGURES</b> .....	vii
<b>LISTE DES TABLEAU :</b> .....	xiii
<b>1. Introduction</b> .....	1
1.1. Mise en contexte .....	1
1.2. Problématique .....	2
1.3. Objectifs .....	3
1.4. Méthodologie .....	3
<b>2. État de l’art</b> .....	5
2.1. La méthode énergétique SEA .....	5
2.2. Hypothèses et limitations de la SEA .....	8
2.3. La sous-structuration SEA .....	9
2.4. Les paramètres de la SEA .....	9
2.4.1. La Puissance injectée .....	10
2.4.2. Le facteur de perte interne .....	10
2.4.3. Le facteur de perte par couplage (CLF) .....	12
2.4.4. Densité modale .....	13
2.4.5. L’efficacité de rayonnement .....	13
2.5. La perte par transmission .....	15
2.5.1. Définition et méthode de mesure de la perte par transmission .....	15
2.5.2. Calcul de la perte par transmission d’une structure simple paroi au sens de la SEA .....	17
2.5.3. Calcul de la perte par transmission d’une structure double paroi au sens de la SEA .....	19
2.6. La méthode hybride FE/SEA .....	22

3. Développement et validation expérimentale des modèles numériques SEA du plancher en simple et double paroi .....	25
3.1. Développement et validation expérimentale du modèle numérique SEA du plancher en simple paroi sans couplage avec le châssis .....	25
3.1.1. Descriptions du modèle SEA du plancher en simple paroi .....	25
3.1.2. Mesures expérimentales des indicateurs vibroacoustiques.....	28
3.1.3. Validation expérimentale du modèle numérique.....	33
3.2. Développement et validation expérimentale du modèle numérique SEA du plancher en double paroi sans couplage avec le châssis .....	36
3.2.1. Descriptions du modèle SEA du plancher en double paroi sans couplage avec le châssis .	37
3.2.2. Mesures expérimentales des indicateurs vibroacoustiques.....	42
3.2.3. Validation expérimentale du modèle numérique.....	50
4. Développement et validation expérimentale des modèles numériques FE/SEA hybride du plancher en simple et double paroi.....	53
4.1. Développement et validation expérimentale du modèle numérique hybride FE/SEA du plancher en simple paroi couplé avec le châssis .....	53
4.1.1. Descriptions du modèle hybride FE/SEA du plancher en simple paroi couplé avec le châssis	53
4.1.2. Mesures expérimentales des indicateurs vibroacoustiques.....	56
4.1.3. Validation expérimentale du modèle numérique.....	60
4.2. Développement et validation expérimentale du modèle numérique hybride FE/SEA du plancher en double paroi couplé avec le châssis .....	61
4.2.1. Descriptions du modèle hybride FE/SEA du plancher en double paroi couplé avec le châssis	62
4.2.2. Mesures expérimentales des indicateurs vibroacoustiques.....	62
4.2.3. Validation expérimentale du modèle numérique.....	64
4.3. Identification des pistes d'amélioration du comportement vibroacoustique du plancher en double paroi.....	66

5.	Développement des modèles numériques SEA et FE/SEA hybride de la cabine du véhicule	69
5.1.	Développement du modèle numérique SEA de la cabine sans couplage avec le châssis	69
5.1.1.	Modélisation du modèle SEA de la cloison pare-feu .....	69
5.1.2.	Modélisation SEA de la cavité de la cabine et des cavités d'excitation.....	72
5.1.3.	Prédiction du niveau de pression sonore dans la cabine.....	76
5.1.4.	Validation expérimentale du modèle numérique de la cabine SEA .....	77
5.2.	Développement du modèle numérique hybride FE/SEA de la cabine couplée avec le châssis.....	79
5.2.1.	Descriptions du modèle hybride FE/SEA de la cabine couplée avec le châssis.....	79
5.2.2.	Prédiction du niveau de pression sonore dans la cabine soumise à des excitations solidiennes	80
5.2.3.	Investigation numérique sur l'origine des niveaux de pression acoustique élevés dans la cabine soumise à des excitations solidiennes du châssis .....	83
6.	Conclusion.....	87
	LISTE DES REFERENCES .....	91





# LISTE DES FIGURES

Figure 2-1 : Schéma de réponse dynamique d'une structure en fonction de la fréquence [2].....	5
Figure 2-2: Modèle SEA pour deux sous-systèmes couplés $i$ et $j$ adapté de [3] .....	6
Figure 2-3: Manipulation de mesure de la perte par transmission d'une structure suivant la méthode pression-intensité, adaptée de [26] .....	16
Figure 2-4: Modélisation SEA d'une plaque en simple paroi: Cavity - Plaque – Cavity, adaptée de [2] .....	17
Figure 2-5 : Perte par transmission d'une plaque finie excitée par un champ diffus de pression acoustique tiré de [7] .....	19
Figure 2-6: Modélisation SEA d'un système double paroi : Plaque - Cavity – Plaque, adaptée de [2] .....	20
Figure 2-7 : Perte par transmission d'une double paroi typique, composée de deux plaques simples (d'épaisseur égale), séparés par une cavity d'air et soumise à une excitation à onde plane à incidence oblique, tiré de [7] .....	21
Figure 3-1: Modèle SEA du plancher en simple paroi.....	26
Figure 3-2: Modèle SEA du plancher connecté à deux cavités SEA dont une est excitée par un DAF .....	28
Figure 3-3: Facteur de la perte par amortissement du plancher .....	29
Figure 3-4: Mesure de la perte par transmission du plancher avec la méthode intensimétrique adaptée de [26] .....	30
Figure 3-5: Photographies du plancher installé entre les chambres couplées du GAUS .....	31
Figure 3-6: Perte par transmission du plancher en simple paroi .....	32
Figure 3-7: Plancher en simple paroi avec des traitements vibroacoustiques: 0.05 m de laine de roche et 2 mm de resisto.....	32
Figure 3-8: Comparaison des mesures de la perte par transmission du plancher en simple paroi sans traitement et avec traitement vibroacoustique.....	33
Figure 3-9: Comparaison entre les résultats de la perte par transmission de la structure sans traitement acoustique et sans couplage avec le châssis obtenus numériquement et expérimentalement .....	34

Figure 3-10: Comparaison entre les résultats de la perte par transmission de la structure traitée obtenus numériquement et expérimentalement.....	36
Figure 3-11: Structure réelle du plancher et la plaque protectrice du châssis en double paroi .....	37
Figure 3-12: Modèle SEA de la plaque protectrice du châssis .....	38
Figure 3-13: Nombre de modes par bande de 1/3 d'octave des 3 sous-systèmes de la plaque protectrice du châssis .....	39
Figure 3-14: Modèle SEA des trois cavités acoustiques intermédiaires de la double paroi .....	39
Figure 3-15: Chevauchement modal par bande de 1/3 d'octave des trois cavités SEA intermédiaires de la double paroi .....	40
Figure 3-16: Modèle SEA du plancher et la plaque protectrice du châssis en double paroi.....	41
Figure 3-17: Chemins indirects supplémentaires entre les sous-systèmes structuraux et acoustiques non adjacents d'un modèle SEA deux plaques et cavité en double paroi, adapté de [34] .....	42
Figure 3-18: Facteur d'amortissement structural de la plaque protectrice du châssis en fonction de la fréquence .....	43
Figure 3-19: Photographies des mesures du facteur de perte par amortissement des cavités acoustique de la double paroi installée entre les chambres couplées .....	44
Figure 3-20: DLF de la cavité gauche .....	45
Figure 3-21: DLF de la cavité centrale.....	45
Figure 3-22: DLF de la cavité droite .....	45
Figure 3-23: Photographies du plancher en double paroi installé entre les chambres couplées du GAUS .....	46
Figure 3-24: Perte par transmission du plancher en double paroi nu et sans couplage avec le châssis : expérimentale.....	47
Figure 3-25: Comparaison entre la perte par transmission du plancher en double paroi nu sans et avec couplage avec le châssis : expérimentale.....	48
Figure 3-26: Plancher en double paroi avec 0.05 m de la laine de roche dans les cavités gauche et droite.....	49
Figure 3-27: Comparaison entre la perte par transmission du plancher en double paroi non couplé avec le châssis : sans traitement VS avec traitement .....	50

Figure 3-28: Comparaison des résultats numérique SEA VS expérimental de la perte par transmission du plancher en double paroi sans traitement acoustique et sans couplage avec le châssis.....	51
Figure 3-29: Comparaison des résultats numérique SEA VS expérimental de la perte par transmission du plancher en double paroi avec traitement acoustique et sans couplage avec le châssis.....	52
Figure 4-1: Modèle éléments finis du châssis .....	54
Figure 4-2: Modèle hybride FE/SEA du plancher en simple paroi couplé avec le châssis.....	55
Figure 4-3: Modèle hybride FE/SEA du plancher en simple paroi connecté à deux cavités SEA dont une est excitée par un DAF .....	55
Figure 4-4: DLF du plancher couplé avec le châssis en fonction de la fréquence .....	56
Figure 4-5: Mesure de la perte par transmission du plancher couplé avec le châssis avec la méthode intensimétrique .....	57
Figure 4-6: Installation du robot de translation X-Y dans la chambre semi-anéchoïque.....	58
Figure 4-7: Cartographie de l'intensité sonore transmise par le plancher dans la bande 1/3 d'octave [1 khz – 5 khz].....	59
Figure 4-8: Perte par transmission du plancher en simple paroi nu couplé avec le châssis: expérimentale .....	60
Figure 4-9: Perte par transmission du plancher en simple paroi nu couplé avec le châssis: numérique FE/SEA VS expérimentale.....	61
Figure 4-10: Modèle hybride FE/SEA du plancher en double paroi couplé avec le châssis .....	62
Figure 4-11: Plancher en double paroi couplé avec le châssis avec 0.05 m de la laine de roche dans les cavités gauche et droite .....	63
Figure 4-12: Comparaison des résultats expérimentaux de la perte par transmission du plancher en double paroi couplé avec le châssis sans et avec traitement acoustique .....	64
Figure 4-13: Comparaison des résultats numérique FE/SEA et expérimental de la perte par transmission du plancher en double paroi sans traitement acoustique et couplé avec le châssis.....	65
Figure 4-14: Comparaison des résultats numérique FE/SEA et expérimental de la perte par transmission du plancher en double paroi avec traitement acoustique et couplé avec le châssis.....	66

Figure 4-15: Perte par insertion des trois configurations .....	67
Figure 5-1: Cloison pare-feu du véhicule.....	70
Figure 5-2: Facteur de perte par amortissement des trois parties de la cloison pare-feu du véhicule [36] .....	71
Figure 5-3: Modèle SEA de la cloison pare-feu du véhicule .....	72
Figure 5-4: Modèle SEA de la cavité acoustique de la cabine et le modèle éléments finis du châssis du véhicule .....	73
Figure 5-5: Facteur d'amortissement acoustique de la cabine d'xbel du véhicule [36] .....	74
Figure 5-6: Recouvrement modal de la cavité SEA de la cabine.....	74
Figure 5-7: Cavités acoustiques d'excitation .....	75
Figure 5-8: Spectres des pressions pariétales mesurées et implémentées dans les cavités SEA envisagées [36].....	76
Figure 5-9: Niveaux des pressions acoustiques globales dans les cavités d'excitations .....	76
Figure 5-10: Modèle SEA de la cabine du véhicule.....	77
Figure 5-11: Niveau de pression acoustique à l'intérieur de la cabine du véhicule dans la bande la bande 1/3 d'octave [1000 Hz - 6300 Hz]: résultats numérique vs expérimental .....	78
Figure 5-12: Niveau de pression acoustique global dans la bande [1000 Hz - 6300 Hz] : résultats numérique vs expérimental .....	78
Figure 5-13: Modèle éléments finis complet du châssis du véhicule.....	79
Figure 5-14: Modèle hybride FE/SEA de la cabine du véhicule.....	80
Figure 5-15: Positions d'excitations des trois points de montage du moteur sur le modèle FE du châssis.....	81
Figure 5-16: Résultat numérique hybride FE/SEA du SPL dans la cabine soumise à des excitations solidiennes sur les trois points de montage moteur .....	81
Figure 5-17: « Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur et le passager lorsque le véhicule est immobile et que le moteur tourne au ralenti (1200 t/min). Tracé rouge, conducteur ; tracé vert passager. » Tiré de [1].....	82
Figure 5-18: « Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur à vitesse constante de 16 km/h, régime moteur de 3200 t/min pour les conditions de roues arrière embrayées (vert) et quatre roues embrayées (rouge), cabine fermée. » Tiré de [1]..	83

Figure 5-19: Comparaison entre le SPL dans la cabine avec 0.1% de DLF pour le châssis FE sur toute la plage fréquentielle, tracé en bleu, et le SPL dans la cabine avec 2% DLF sur la bande 500 Hz et 1600 Hz tout en gardant 0.1% DLF sur le reste de la plage fréquentielle pour le châssis FE, tracé en rouge .....	84
Figure 5-20: Comparaison des niveaux de pression acoustique dans la cabine soumise à des excitations solidiennes sur les 3 points de montage moteur simultanément et séparément ...	85
Figure 5-21: Comparaison des mobilités d'entrée dans les points de montage moteur excités séparément par une force ponctuelle de 1 N .....	86



# LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3-1: Propriétés physiques du plancher.....	25
Tableau 3-2: Corrections appliquées sur le modèle SEA du plancher .....	27
Tableau 3-3: Propriétés physiques des traitements vibroacoustique appliqués .....	35
Tableau 3-4: Propriétés physiques de la plaque protectrice du châssis.....	38
Tableau 3-5: Caractéristiques des cavités intermédiaires .....	45
Tableau 4-1: Propriétés physiques du châssis .....	54
Tableau 5-1: Propriétés physiques de la cloison pare-feu .....	70
Tableau 5-2: Types des sous-structures SEA de la cloison pare-feu .....	71
Tableau 5-3: Dimensions de la cavité SEA de la cabine.....	73





# CHAPITRE 1

## Introduction

### 1.1. Mise en contexte

Ce dernier siècle a vécu un important progrès technologique dans l'industrie automobile qui a été accompagné de nombreuses sources de nuisances sonores. De ce fait, les consommateurs de nos jours deviennent de plus en plus exigeants de point de vue confort acoustique des produits conçus. Dans ce contexte, la compagnie BRP qui développe et produit des véhicules de types côte à côte, avec un marché global d'environ 400 000 unités/an [1], se trouve face à un défi considérable : maîtriser le niveau de bruit et la signature sonore de ses produits afin de satisfaire les exigences normatives et celles de ses clients.

Ces exigences sont constamment amenées à des niveaux supérieurs par les consommateurs ainsi que par les lois et les réglementations. Un niveau de bruit intérieur réduit donne un avantage concurrentiel au constructeur puisqu'il offre un niveau de confort plus élevé pour l'opérateur. Cela contribue également à l'image de marque étant donné qu'un bruit plus faible est souvent associé à une qualité perçue supérieure.

Les sources et chemins de transmission de nature vibratoire et acoustique en jeu sont généralement complexes, surtout lorsqu'on parle des véhicules récréatifs, notamment des excitations tonales et/ou aléatoires large bande dues aux bruits du moteur, du système de transmission, des roulements et des pneus.

Il est important de bien comprendre les différents mécanismes de transmission acoustique à travers les composants de la cabine du véhicule afin d'optimiser le confort acoustique de l'opérateur. En particulier, il est nécessaire de développer un modèle vibroacoustique du compartiment moteur couplé à l'habitacle du véhicule en moyennes et hautes fréquences qui sera capable de prédire le niveau de transmission acoustique sous excitations mécaniques ou/et acoustiques. Deux méthodologies de conception vibroacoustique seront adoptées dans ce projet vu la complexité des structures et la gamme fréquentielle concernée : une méthode d'analyse statistique énergétique SEA (*Statistical Energy Analysis*) qui couvre le domaine des hautes fréquences, et une approche

déterministe statistique hybride qui couvre le domaine des moyennes fréquences, en couplant la méthode des éléments finis et la SEA.

## 1.2. Problématique

Mon projet de recherche s'inscrit dans le cadre du projet dXBel dont l'objectif général est la prédiction et l'atténuation du niveau de bruit, en passage et à l'opérateur d'un véhicule récréatif. L'objectif principal de ma tâche est de développer et valider expérimentalement un modèle vibroacoustique numérique du compartiment moteur d'un véhicule récréatif de type côte-à-côte couplé avec la cabine en tenant compte des principaux chemins de transmission et des différentes sources vibroacoustiques dans le domaine des moyennes et hautes fréquences.

Depuis les années cinquante, la méthode des éléments finis (*Finite Element*, FE) a été appliquée pour la première fois dans l'industrie aéronautique et puis plus couramment dans l'industrie automobile avec des divers domaines d'études dont la vibration et l'acoustique. Cette approche déterministe fait preuve de son efficacité surtout dans le domaine des basses fréquences, cependant, l'application de la méthode FE perd de son efficacité en termes de temps de calcul et de précision des résultats lorsqu'on parle du domaine des moyennes et hautes fréquences. En effet, lorsque la fréquence augmente, le nombre des modes résonants s'élève d'une façon considérable. La distinction des modes résonants et la prédiction de leurs effets deviennent alors plus difficiles.

À cet égard, la méthode d'analyse statistique énergétique SEA a été utilisée à son tour au début des années 1960 dans l'industrie aéronautique et a récemment été appliquée dans l'industrie automobile. Cette approche statistique ne considère plus les fréquences propres comme des singularités fréquentielles, mais un groupe de modes qui ont des caractéristiques statistiques. Cependant, la méthode SEA exige des hypothèses strictes et des paramètres spécifiques, comme le facteur de perte par couplage, la densité modale et autres paramètres qui vont être définis dans la section état de l'art. Évidemment, ces hypothèses sont à respecter afin de concevoir un modèle vibroacoustique numérique avec un minimum d'incertitudes au niveau de la prédiction de la transmission acoustique du problème.

Dans ce travail, on s'intéresse à la caractérisation ainsi qu'à la modélisation de la transmission acoustique à travers différents composants de la cabine d'un véhicule côte-à-côte avec traitements acoustiques et mécaniques soumise à des excitations aériennes et solidiennes dans les domaines

des moyennes et hautes fréquences. Le but est de comprendre et de clarifier les mécanismes de transmission acoustique complexes afin de réduire la transmission solidienne de vibrations mécaniques ainsi que diminuer la transmission aérienne du bruit dans la cabine.

### **1.3. Objectifs**

L'objectif général de ce projet de recherche est de développer et valider un modèle vibroacoustique du compartiment moteur d'un véhicule récréatif de type côte-à-côte couplé à l'habitacle dans le domaine des hautes fréquences. Afin d'atteindre l'objectif général, le travail est subdivisé en cinq objectifs spécifiques :

1. Effectuer une revue de la littérature et se familiariser avec les outils numériques et expérimentaux qui seront utiles au cours de la mise en œuvre de mon projet de recherche.
2. Développer un modèle numérique SEA du plancher du véhicule en simple et double paroi sans couplage avec le châssis du véhicule et valider les résultats numériques prédits avec des mesures expérimentales.
3. Développer un modèle FE/SEA hybride du plancher SEA en simple et double paroi couplé au châssis FE du véhicule et valider les résultats numériques avec des mesures expérimentales.
4. Utiliser les modèles développés pour identifier des pistes afin d'améliorer le comportement vibroacoustique du plancher en double paroi.
5. Développer et valider expérimentalement un modèle numérique SEA et FE/SEA hybride complet de la cabine.

### **1.4. Méthodologie**

Dans ce travail, la méthodologie est basée sur la modélisation numérique des composants de la cabine qui sera par la suite alimentée et validée par des mesures expérimentales. Après une revue de la littérature présentée dans le chapitre 2, on procède en trois grandes parties.

Dans un premier temps, on procède, au chapitre 3, à la modélisation SEA du plancher du véhicule en simple et en double paroi : plancher - cavité – plaque protectrice. Ici, le châssis du véhicule n'est pas modélisé ni son effet sur les résultats des prédictions numériques. Le but est de valider le modèle simple du plancher et la plaque protectrice en double paroi avec les résultats

expérimentaux. Toutefois, ce modèle ne reflète pas exactement les enjeux du cas réel où le plancher et la plaque protectrice sont montés sur le châssis. De ce fait, on procède dans un deuxième temps, au chapitre 4, à coupler le modèle SEA du plancher et la plaque protectrice avec le modèle FE du châssis. Ce modèle hybride FE/SEA sera plus fidèle au système réel. Des traitements acoustiques sont appliqués dans le modèle hybride qui ont été par la suite validés avec les mesures expérimentales. Ainsi, une investigation est établie. Elle porte sur l'effet de coupler les deux parois du système double paroi, à travers les liens mécaniques, sur la transmission du bruit.

Finalement, au chapitre 5, on procède à la modélisation de la cabine du véhicule. Le modèle SEA est principalement conçu pour prédire le niveau de pression sonore SPL « *Sound Pressure Level* » dans la cabine à la suite d'une excitation aérienne. Le modèle hybride FE/SEA sera quant à lui utilisé afin de prédire le SPL dans la cabine à la suite d'une excitation solidienne du châssis. On valide les résultats des prédictions numériques avec des tests réalisés sur le véhicule.

# CHAPITRE 2

## État de l'art

### 2.1. La méthode énergétique SEA

Dans le domaine des basses fréquences, la méthode des éléments finis, qui est considérée comme une approche déterministe, peut estimer correctement les niveaux vibratoires et acoustiques de structures complexes. Cependant, lorsque la fréquence du domaine de l'analyse augmente, les systèmes physiques montrent un fort comportement statistique et une densité modale très importantes. De ce fait, toute analyse déterministe des modes de vibrations devient extrêmement complexe et prohibitive en temps de calcul.

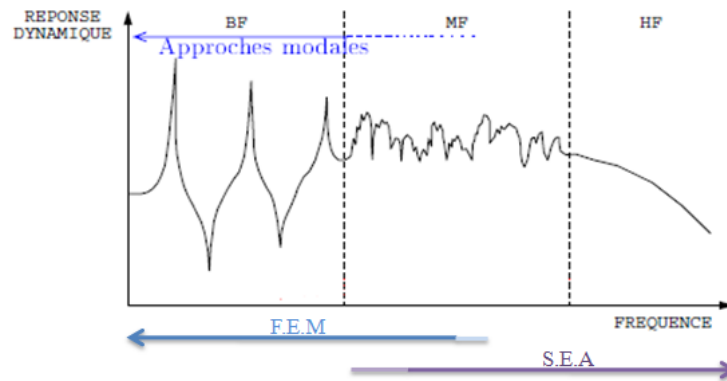


Figure 2-1 : Schéma de réponse dynamique d'une structure en fonction de la fréquence [2]

La figure (2-1) illustre la réponse dynamique d'une structure en fonction de la fréquence. Il est clair qu'en basse fréquence la densité modale, qui va être définie dans la section 3 de ce chapitre, est très faible. On peut donc facilement distinguer les modes résonants de la structure qui sont bien représentés. Dans ce domaine d'étude, les méthodes déterministes, par exemple la FEM, font preuve d'une bonne efficacité.

Toutefois, lorsqu'on se rapproche du domaine des moyennes et hautes fréquences, la densité modale augmente d'une façon considérable et la distinction des modes résonants devient quasi impossible. Pour pallier aux inconvénients relatifs aux limitations de l'approche déterministe, on a généralement recours aux approches propagatives telles que la méthode de l'analyse statistique de l'énergie.

Le nom de l'approche « *Statistical Energy Analysis* » est composé de trois termes expliqués comme suit [3] :

- Le terme *Statistical* veut dire que dans une bande de fréquences, on considère l'ensemble des modes étudiés comme un groupe de caractéristique statistique bien définie.
- Le terme *Energy*, représente la variable principale de la SEA, qui définit les paramètres du système étudié, tel que le déplacement ou/et la vitesse.
- Le terme *Analysis*, est utilisé pour mettre l'emphasis sur le fait que la méthode permet plus d'analyser le transfert et les échanges énergétiques entre sous-systèmes.

En moyennes et hautes fréquences, la méthode SEA est une méthode efficace et couramment utilisée dans plusieurs domaines d'application tels que l'industrie aérospatiale et automobile pour la modélisation des problèmes vibroacoustiques et/ou de couplage fluide-structure.

Les premières études concernant la SEA datent de 1962, quand Lyon et Maidanik [4] ont mis en évidence que le flux de puissance entre deux oscillateurs linéaires couplés sous une excitation aléatoire est proportionnel à la différence de l'énergie modale moyenne de ces deux oscillateurs.

C'est en 1975 [5] que Lyon a publié le premier ouvrage spécialisé sur la SEA qui demeure toujours une bonne référence permettant de comprendre les fondements et les mécanismes de la technique.

La méthode SEA consiste à représenter le système étudié par un ensemble de sous-systèmes simples connectés entre eux qui peuvent recevoir, stocker, dissiper et transmettre de l'énergie. La figure (2-2) présente un modèle SEA d'un système simple décomposé en deux sous-systèmes.

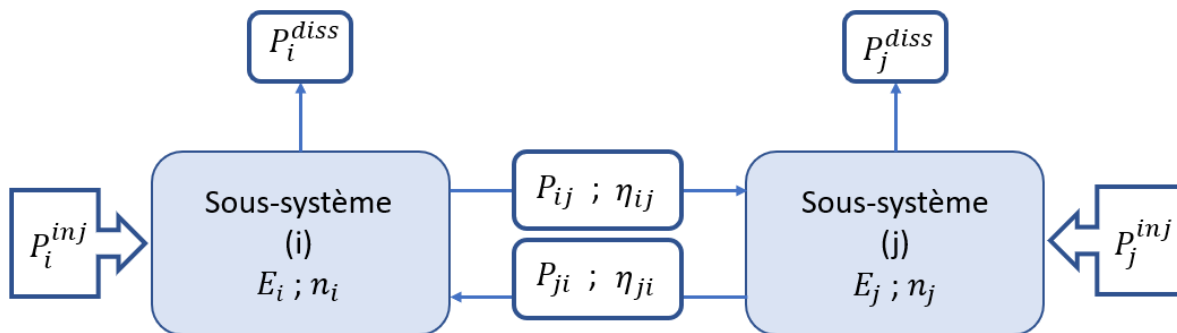


Figure 2-2: Modèle SEA pour deux sous-systèmes couplés  $i$  et  $j$  adapté de [3]

Le but est de prédire correctement la distribution d'énergie entre chaque sous-système lorsque les autres paramètres du système sont connus. Ces paramètres sont les puissances injectées, l'amortissement structural interne, les densités modales et les facteurs de perte par couplage. L'hypothèse principale de la méthode repose sur la relation linéaire entre les niveaux d'énergie, respectivement  $E_i$  et  $E_j$ , de chaque sous-système et la puissance moyenne échangée  $P_{ij}$  entre les sous-systèmes  $i$  et  $j$  [2] :

$$P_{ij} = \omega(\eta_{ij}E_i - \eta_{ji}E_j) \quad (2.1)$$

où  $\omega$  est la fréquence angulaire ;  $\eta_{ij}$  et  $\eta_{ji}$  sont les facteurs de perte par couplage des sous-systèmes  $i$  et  $j$ . Cette équation représente le cœur de la théorie SEA.

Afin d'exprimer le bilan de puissance de la SEA d'un sous-système  $i$ , il faut évaluer dans un premier temps toutes les puissances moyennées échangées entre celui-ci et tous les autres sous-systèmes qui lui sont connectés et d'estimer, dans un second temps, la puissance dissipée  $P_i^{diss}$  de ce dernier en utilisant l'équation suivante :

$$P_i^{diss} = \eta_i \omega E_i \quad (2.2)$$

Le facteur de perte interne du sous-système  $i$ ,  $\eta_i$ , provient de différentes sources de dissipation de l'énergie à l'intérieur du sous-système, notamment, des dissipations dues à l'amortissement structural interne principalement et autres formes de dissipation comme celles des joints, des rayonnements acoustiques ainsi que tout échange avec un autre sous-système [2].

On peut finalement exprimer le bilan de puissance de la SEA de chaque sous-système  $i$  comme suit:

$$P_i^{inj} = P_i^{diss} + \sum_{i \neq j}^n \omega(\eta_{ij}E_i - \eta_{ji}E_j) \quad (2.3)$$

avec  $P_i^{inj}$  représente la puissance injectée dans un sous-système  $i$ .

Pour conclure, les principaux paramètres utilisés dans la SEA sont : les énergies des sous-systèmes, la puissance injectée, la densité modale et les facteurs de perte par amortissement et par couplage ; toutes ces variables sont moyennées en fonction de l'espace, du temps et de la fréquence [6]. Toutefois, il est d'une grande importance de considérer toutes les hypothèses relatives à cette méthode énergétique [3].

## 2.2. Hypothèses et limitations de la SEA

La méthode statistique énergétique est utilisée afin de prédire la réponse d'un système dynamique à une entrée de puissance externe dans le domaine des hautes fréquences. Un système englobe l'ensemble des structures couplées et des cavités acoustiques considérées. Il est ensuite divisé en sous-systèmes qui consistent en une collection de modes de natures similaires dans une structure ou une cavité acoustique. La SEA s'avère alors la méthode la plus utile permettant de prédire les réponses vibroacoustique requises avec un minimum de complexité de la modélisation et de détails. Cependant, plusieurs hypothèses strictes sont généralement exigées dans le développement des modèles SEA [2]:

- Couplage faible et linéaire entre chacun des sous-systèmes.
- Tous les modes présents dans une bande fréquentielle ont un faible amortissement structural.
- L'énergie devrait être équirépartie sur les modes d'un sous-système dans la bande de fréquences d'intérêt (l'hypothèse d'équirépartition modale de l'énergie).
- Le système doit être excité par des forces aléatoires stationnaires et ergodiques ou encore un bruit large bande aléatoire et non cohérent (bruit blanc) [7].
- Chevauchement modal élevé.

Ces hypothèses doivent être respectées afin de concevoir un modèle vibroacoustique SEA fiable et précis. De ce fait, on se trouve parfois face à des limitations. D'après Bolduc [6], ces limitations sont inévitables dans certains cas des sous-systèmes complexes, c'est-à-dire que ces derniers ne satisfont pas toutes les hypothèses de la SEA.

D'autres facteurs limitant également les bonnes performances de la SEA, selon Cherif [3], peuvent être résumés comme suit:

- Densité modale faible dans le domaine des basses fréquences.
- Difficulté de découper les éléments d'un système complexe correctement en sous-systèmes SEA.
- Dans une bande de fréquences considérée, des sous-systèmes ont une densité modale très réduite.



- Un couplage faible entre sous-systèmes provoque des ambiguïtés sur la distinction du coefficient de perte par couplage avec le coefficient de perte interne.
- La détermination des facteurs de perte par couplage est complexe et demande beaucoup d'expertise.

Ainsi, l'hypothèse d'équirépartition modale de l'énergie n'est pas toujours vérifiée [7]. Malgré toutes ces limitations, la méthode SEA prouve toujours son efficacité dans la prédiction des réponses vibratoires et/ou acoustiques dans le domaine des hautes fréquences.

### **2.3. La sous-structuration SEA**

La sous-structuration des systèmes complexes en sous-systèmes simples, tout en respectant les hypothèses de la SEA, n'est pas toujours évidente. Une sous-structuration judicieuse doit être réalisée [8]. À partir de la conception fournie de chacun des composants, des sous-systèmes seront identifiés. L'ensemble de la structure sera alors subdivisé en quelques dizaines de sous-systèmes tout en respectant les critères de discrétisation suivants [8-3]:

- Un sous-système doit avoir une structure homogène.
- Principe de similarité : l'ensemble des modes dans un sous-système doit être similaire en termes énergétiques. Ainsi, l'amortissement des modes dans un sous-système doit avoir plus ou moins le même ordre de grandeur.
- Un sous-système doit avoir au minimum 5 modes par bande de fréquence considérée.
- Le couplage entre les sous-systèmes doit être faible.

Les sous-systèmes SEA peuvent être définis soit sous forme de poutres, coques ou plaques, soit sous forme de cavités acoustiques. Pour conclure, il est fondamental de créer une subdivision appropriée du modèle global en des sous-systèmes bien définis et avec des connexions adéquates afin d'obtenir une bonne modélisation SEA du problème.

### **2.4. Les paramètres de la SEA**

Cette section décrit les principaux paramètres de la SEA, qui sont la puissance injectée, les facteurs de perte internes (Damping loss factors, DLFs), les facteurs de perte par couplage (Coupling loss factors, CLFs), la densité modale et l'efficacité de rayonnement.

### 2.4.1. La puissance injectée

L'application de la méthode SEA nécessite une caractérisation précise des sources d'excitation en termes de puissance injectée. En effet, une bonne modélisation de la puissance injectée joue un rôle primordial permettant d'avoir un modèle fiable qui reflète exactement les impacts de ces sources d'excitations sur le système. Les sources d'excitation vibroacoustiques sont décrites par la puissance injectée moyennée en temps, en espace et en fréquence des composantes structurelles ou fluides [2].

Atalla [2] présente les différents types de source d'excitation ainsi que les méthodes expérimentales et analytiques permettant d'évaluer la puissance injectée au sens de la SEA. La puissance injectée peut être due à des forces (ponctuelles ou aléatoires décorrélées), des accélérations, des puissances acoustiques, un champ diffus, des ondes plane ou une couche limite turbulente.

L'évaluation expérimentale de la puissance injectée s'articule principalement sur la mesure de la partie réelle de la mobilité d'entrée dans le cas d'excitation par une force ponctuelle sur une structure. Par ailleurs, dans le cas des excitations acoustiques, on recourt principalement : à la méthode de mesures de pression acoustique, la méthode des mesures d'intensité acoustique et la méthode de mesures de vibrations de surface; afin d'évaluer la puissance acoustique injectée. Ces méthodes sont largement présentées par Bies et al. [9].

### 2.4.2. Le facteur de perte interne

Le facteur de perte interne est un paramètre clé en SEA. Il est important de bien caractériser celui-ci afin d'avoir une modélisation fiable. Malheureusement, l'estimation de ce paramètre demande beaucoup d'expertise. Ce facteur est caractérisé par plusieurs sources de dissipation de l'énergie dans un sous-système tel que :

- La dissipation par rayonnement,
- L'amortissement structural interne,
- L'amortissement des joints.

De manière expérimentale, le facteur de perte interne peut être mesuré à l'aide de différentes méthodes. Dans le domaine des basses fréquences, où la réponse vibratoire est constituée de modes suffisamment séparés en fréquence, on peut évaluer le facteur de perte interne par la méthode de la largeur de bande à  $-3$  dB [10]. Cependant, lorsque la densité modale est élevée, autrement dit dans

les domaines des moyennes et hautes fréquences, le DLF peut être mesuré directement soit par la méthode de décroissance dans le domaine temporel, soit par la méthode de la puissance injectée (Power Injected Method, PIM) dans le domaine fréquentiel [11,12].

Norton [13] considère ces deux dernières méthodes comme les principales techniques de détermination du facteur de perte par amortissement. L'approche par décroissance est basée sur le principe qui stipule que, après l'arrêt de l'excitation, l'énergie de la structure ou cavité, décroît suivant une loi exponentielle. On définit le temps de réverbération à 60 dB,  $T_{60}$ , par le temps nécessaire au système de perdre 60 dB de son énergie emmagasinée après avoir coupé l'excitation. La technique définit le facteur de perte par amortissement structural par la formule suivante [2]:

$$\eta = \frac{2.2}{fT_{60}} \quad (2.4)$$

La technique nous permet alors d'évaluer ce paramètre par la mesure du temps de réverbération. En effet, si on filtre le signal temporel, par exemple en utilisant un filtre par bande de tiers octave, on obtient l'amortissement pour chaque bande fréquentielle. Toutefois, en appliquant cette méthode et lorsqu'on coupe la source d'excitation, Brown [14] a constaté que la réponse temporelle est majoritairement dictée par les modes possédant un fort taux d'amortissement, alors que ceux à faible amortissement gouvernent la décroissance lente des modes. Bolduc [6] a développé par le biais de cette méthode un code qui permet de traiter les  $T_{60}$  obtenus afin de déterminer l'amortissement en fonction de la fréquence d'une structure ou d'une cavité donnée. L'auteur a utilisé ce code pour évaluer l'amortissement de plusieurs types de structures aéronautiques dans sa thèse. Nous avons utilisé, également, ce code pour le calcul des DLF(s) structuraux et acoustiques dans la partie expérimentale de cette maîtrise.

La seconde technique de détermination du facteur de perte par amortissement est la méthode de la puissance injectée qui est basée sur un bilan de puissance. Elle pose une égalité entre la puissance injectée dans une structure et la puissance dissipée.

$$P_{inj} = P^{diss} = \eta \omega E \quad (2.5)$$

Norton et Greenhalgh [13] ont également découvert que parfois il existe des erreurs à cause de l'amortissement des contacts au point d'excitation. Ce type d'amortissement est dû aux pertes dans le système d'excitation qui est important dans le cas des structures faiblement amorties et dépend

essentiellement du type d'excitation utilisé. Alors, il est fondamental de considérer que la mesure de la puissance injectée doit être effectuée rigoureusement étant donné que l'évaluation du facteur de perte par amortissement est très sensible. Ranky et Clarkson [15] ont considéré dans leur ouvrage que la méthode de la puissance injectée est la technique la plus fiable pour les applications SEA.

La méthode de la puissance injectée dépend donc de façon critique de la mesure précise de la puissance d'entrée. De plus, pour la méthode du temps de réverbération, avec une source d'excitation acoustique ou électromagnétique sans contact, un filtrage numérique approprié et des calculs des moyennes sont recommandés pour les mesures de facteur de perte interne sur des structures très faiblement amorties [13].

### **2.4.3. Le facteur de perte par couplage (CLF)**

Le facteur de perte par couplage représente le ratio de la quantité moyenne d'énergie transmise d'un sous-système à un autre, c'est-à-dire, il détermine le degré de couplage entre deux sous-systèmes. La transmission peut être sous forme d'un couplage structure/structure (transmission solidienne) ou encore sous forme d'un couplage structure/fluide (transmission aérienne). En outre, le couplage peut être ponctuel, linéique ou surfacique [13].

Dans les applications de la SEA, il faut toujours sélectionner les sous-systèmes de telle sorte que le couplage entre eux soit faible. Il existe plusieurs méthodes d'évaluation du facteur de perte par couplage que ce soit expérimentalement (SEA expérimentale) ou par la SEA hybride, inverse ou encore par des techniques numériques. Toutefois, l'évaluation de ce paramètre est considérée délicate pour les structures complexes. Dans les cas des structures simples, on peut calculer ce facteur analytiquement. Ces techniques sont largement présentées par A. Le Bot [16].

Lorsqu'on parle de la transmission structure-structure, le CLF peut être évalué à l'aide de deux méthodes analytiques: une méthode de transmission d'ondes et une méthode modale [3]. Généralement en SEA, la méthode de transmission d'ondes est couramment utilisée avec les ondes incidentes, réfléchies et transmises.

D'après Norton [13], le facteur de perte par couplage peut être mesuré expérimentalement en mettant en place une série d'expériences contrôlées dans des conditions de laboratoire. En général, plusieurs techniques expérimentales sont disponibles comme par exemple la méthode de puissance

injectée PIM qui a été bien détaillée par Bies et Hamid [12] ainsi que la méthode d'intensité structurale proposée par Ming [17]. Il faut toujours être rigoureux lors des mesures, car les facteurs de perte par couplage sont légèrement inférieurs aux facteurs de pertes internes correspondants lorsque les sous-systèmes sont faiblement couplés et peuvent être facilement confondus [13].

D'une manière générale, le coefficient de perte par couplage structure/acoustique est exprimé par l'impédance de rayonnement moyenne de la structure qui est en interaction avec un milieu infini. Ce type de couplage a été bien détaillé dans l'ouvrage de Lyon [5].

#### **2.4.4. Densité modale**

La densité modale est définie par le nombre de fréquences naturelles d'une structure ou d'un milieu acoustique dans une gamme de fréquences. Autrement dit, la densité modale  $n(f)$  est le nombre de modes  $\Delta N$  par bande de fréquences  $\Delta f$  :

$$n = \frac{\Delta N}{\Delta f}. \quad (2.6)$$

Il existe plusieurs types de formulations pour déterminer ce paramètre. En effet, la densité modale est généralement considérée comme le paramètre le plus simple à déterminer par rapport aux autres paramètres de la SEA. Pour les structures simples, on peut calculer la densité modale à l'aide des formules analytiques simples et prédéfinies (Fahy [18]). Bien que, pour les systèmes de formes complexes, on peut l'évaluer expérimentalement ou numériquement, soit une mesure empirique du nombre d'ondes, soit en calculant le nombre de pics par Hertz [7]. Cette dernière approche utilise l'analyse par éléments finis ou par la mesure expérimentale de la partie réelle de la mobilité d'entrée en se basant sur l'expression suivante [2] :

$$n = 4M\langle Re(Y) \rangle \quad (2.7)$$

où  $M$  représente la masse du système et  $Y$  sa mobilité d'entrée.

#### **2.4.5. L'efficacité de rayonnement**

Le rayonnement acoustique d'une structure vibrante peut être défini en termes de son efficacité de rayonnement, ce paramètre est alors fondamental pour estimer la capacité de rayonnement d'une structure. Maidanik [19] a défini une expression analytique de l'efficacité de rayonnement  $\sigma$  d'une plaque rectangulaire simplement supportée sur ses bords par l'expression suivante :

$$\sigma = \frac{P_{ray}}{\rho c \langle v^2 \rangle} \quad (2.8)$$

où  $P_{ray}$  est la puissance acoustique rayonnée,  $c$  la vitesse du son,  $\rho$  la densité du fluide et  $\langle v^2 \rangle$  la vitesse quadratique moyenne de la structure.

Il existe un certain nombre de méthodes conventionnelles pour mesurer la puissance acoustique rayonnée [20]. Par exemple, les méthodes basées sur des mesures de pression acoustique comme la méthode du champ libre [21] ou la méthode de la chambre réverbérante [22], et la méthode de l'intensité sonore [23].

On peut mesurer l'efficacité de rayonnement d'une structure située dans une chambre anéchoïque, par une méthode classique directe, en utilisant un pot vibrant, des accéléromètres et une sonde d'intensité acoustique. D'une manière générale, la puissance acoustique rayonnée est le paramètre acoustique le plus utilisé pour évaluer le rayonnement acoustique émis par la structure. Ce paramètre est le produit de l'intensité par la surface mesurée [3].

Lesueur [7] a basé ses études sur la SEA pour le calcul de l'efficacité de rayonnement moyen par bande de fréquences. Il montre que du point de vue énergétique, s'il y a un échange d'énergie entre un milieu mécanique  $i$  et un milieu acoustique  $j$ , la puissance transmise de  $i$  à  $j$  est égale à la puissance acoustique rayonnée par  $i$ , soit :

$$P_{iray} = \omega \eta_{ij} E_i = \rho c S_i \sigma_i \langle v_i^2 \rangle \quad (2.9)$$

avec  $S_i$  la surface du sous-système  $i$ .

Cherif et Atalla [10] ont montré que la méthode SEA inverse permet de prédire correctement l'efficacité de rayonnement des structures complexes. En effet, l'avantage principal de cette méthode est qu'elle ne nécessite pas la connaissance préalable du facteur de perte par amortissement ni des densités modales. Cependant, la méthode directe et la méthode SEA classique ont été considérées moins efficaces en raison de la limitation de l'excitation des structures minces composites.

## 2.5. La perte par transmission

### 2.5.1. Définition et méthode de mesure de la perte par transmission

La perte par transmission ou l'indice d'affaiblissement sonore est largement utilisé pour évaluer l'efficacité d'une structure à isoler acoustiquement deux milieux [7]. Cet indice est défini généralement par le rapport logarithmique entre la puissance acoustique incidente et la puissance transmise :

$$TL = 10 \log_{10} \left( \frac{P_{inc}}{P_{trans}} \right) \quad (2.10)$$

où  $P_{inc}$  et  $P_{trans}$  sont la puissance incidente et la puissance transmise respectivement.

Le standard de mesure expérimentale de la perte par transmission est détaillé dans la norme ISO 15186-1 [24]. La norme internationale distingue la mesure du TL par : (i) la mesure en laboratoire soit l'approche basée sur la pression et l'approche d'intensimétrie, (ii) et *in-situ* : cette méthode est basée sur l'approche d'intensimétrie sauf que la mesure du TL est établie sur le véhicule et pas en laboratoire, cette méthode est largement détaillée dans l'ISO 9614-2 [25].

Dans ce travail, on utilise principalement l'approche de mesure basé sur l'intensimétrie. Comme l'indique la figure ci-dessous, la structure est placée entre une chambre réverbérante d'excitation et une chambre semi-anéchoïque où on mesure l'intensité acoustique traversée par la structure.

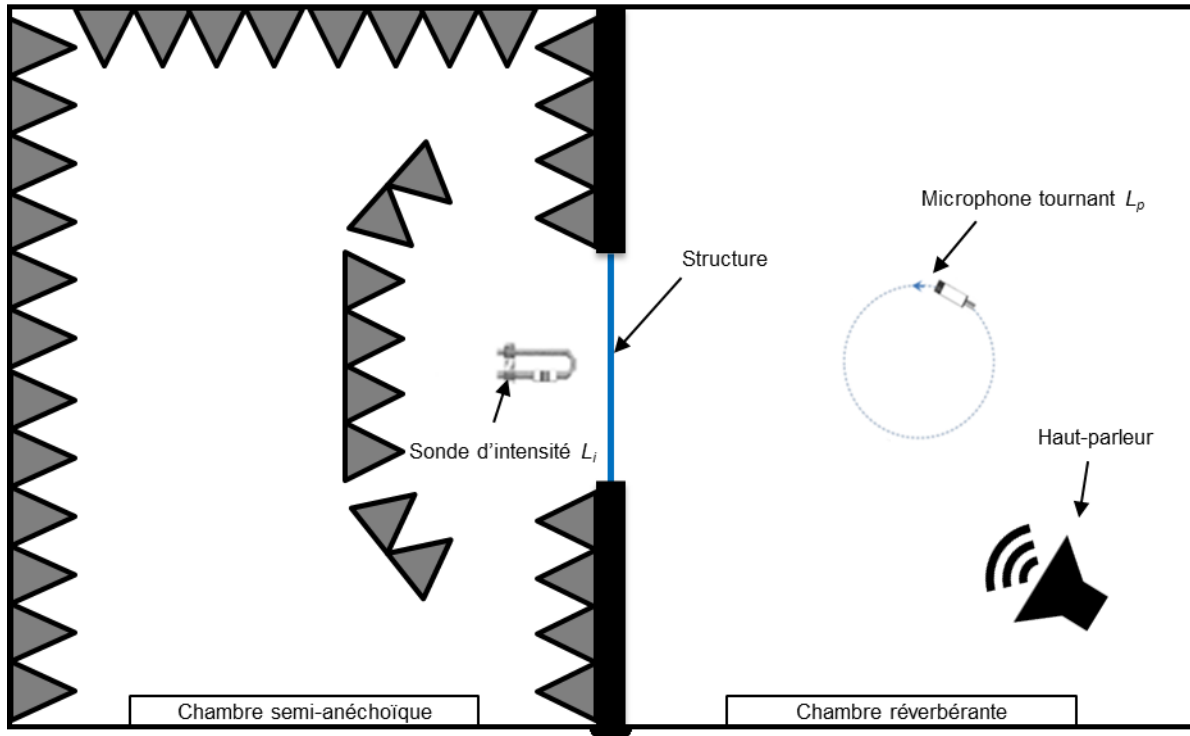


Figure 2-3: Manipulation de mesure de la perte par transmission d'une structure suivant la méthode pression-intensité, adaptée de [26]

Dans la chambre réverbérante, on place un microphone tournant qui mesure le niveau de pression sonore moyenne dans la chambre excitée par un bruit blanc large bande. Le but est de créer un champ diffus dans cette chambre. Du côté anéchoïque, on scanne à l'aide d'une sonde d'intensité l'intensité du bruit qui traverse la structure au moment de l'excitation en champ diffus. On reformule l'équation (2.10) en utilisant la relation qui lie la puissance et l'intensité acoustique pour obtenir l'équation (2.11) [26]:

$$TL = L_p - L_i - 6 - 10 \log_{10} \left( \frac{S_s}{S_r} \right) \quad (2.11)$$

où  $L_p$  représente le niveau de pression sonore dans la chambre réverbérante,  $L_i$  est l'intensité mesurée sur la surface de la structure dans la chambre semi-anéchoïque.  $S_s$  et  $S_r$  sont respectivement la surface rayonnante de côté chambre réceptrice et la surface totale excitée du côté chambre réverbérante.



### 2.5.2. Calcul de la perte par transmission d'une structure simple paroi au sens de la SEA

Au sens de la SEA, la perte par transmission d'une plaque en flexion se calcule entre deux milieux acoustiques réverbérants. Comme exemple pour le calcul de la perte par transmission TL, on considère une structure en simple paroi comme l'indique la figure (2-4) [2].

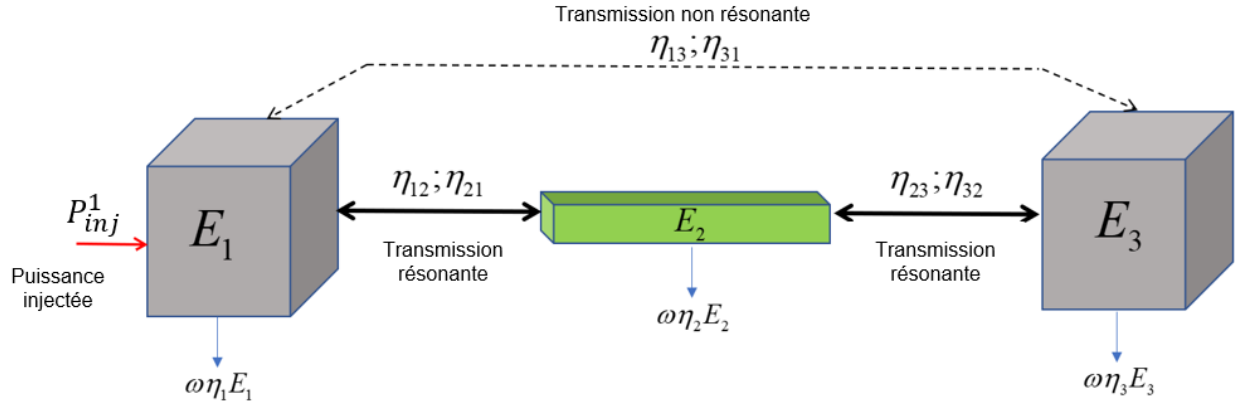


Figure 2-4: Modélisation SEA d'une plaque en simple paroi: Cavité - Plaque – Cavité, adaptée de [2]

Dans l'approche SEA, le système est divisé en 3 sous-systèmes. La plaque est le sous-système 2 et les cavités acoustiques sont respectivement les sous-systèmes 1 et 3. Chaque sous-système  $i$  est représenté par une densité modale  $n_i$ , un facteur de perte par amortissement  $\eta_i$ , une énergie  $E_i$  et une puissance injectée  $P_{inj}^i$ . L'équation SEA régissant le comportement vibroacoustique du système est donnée par l'équation (2.12) :

$$\omega \begin{bmatrix} (\eta_1 + \eta_{12} + \eta_{13})n_1 & -\eta_{21}n_2 & -\eta_{31}n_3 \\ -\eta_{12}n_1 & (\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23})n_2 & -\eta_{32}n_3 \\ -\eta_{13}n_1 & -\eta_{23}n_2 & (\eta_3 + \eta_{31} + \eta_{32})n_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{E_1}{n_1} \\ \frac{E_2}{n_2} \\ \frac{E_3}{n_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{inj}^1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (2.12)$$

Les coefficients de couplages  $\eta_{12}, \eta_{21}, \eta_{23}$  et  $\eta_{32}$  représentent les chemins de transmissions résonantes entre : le panneau, les cavités 1 et 3 (couplage direct). La ligne pointillée sur la figure (2-4) indique la transmission non-résonante entre les deux cavités. Cette transmission est gouvernée par la loi de masse du panneau surtout en basses fréquences (couplage indirect).

La perte par transmission est exprimée en fonction de l'isolement brut NR « *Noise Reduction* » comme suit [2]:

$$TL = NR + 10 \log \left( \frac{A_2 c_0}{4 \omega \eta_3 V_3} \right) \quad (2.13)$$

avec

$$NR = 10 \log \frac{E_1}{E_3} - 10 \log \frac{V_1}{V_3} \quad (2.14)$$

où  $c_0$  et  $V_i$  sont respectivement la célérité du son dans l'air et le volume de la cavité  $i$ ;  $A_2$  la surface rayonnante du panneau. Le ratio des énergies  $\frac{E_1}{E_3}$ , entre la cavité source et de réception est obtenu directement de l'équation (2.12). Le facteur d'amortissement de la cavité 3 s'écrit :

$$\eta_3 = \frac{A_3 c_0}{4 \omega V_3} \bar{\alpha}_3 \quad (2.15)$$

$A_3$  et  $\bar{\alpha}$  sont respectivement la surface totale et l'absorption moyenne de la cavité 3. La valeur de l'absorption ainsi que le volume de la cavité doivent être choisis de façon à respecter les limites de la méthode. En injectant l'équation 2.15 dans 2.13 on obtient [2] :

$$TL = NR + 10 \log \left( \frac{A_2}{A_3 \bar{\alpha}_3} \right). \quad (2.16)$$

Une fois les paramètres SEA calculés et après avoir déterminé les énergies  $E_1$  de la cavité d'excitation et  $E_3$  de la cavité de réception, l'équation (2.16) est utilisée pour calculer la perte par transmission.

Rappelons à ce stade les caractéristiques de la courbe de transmission d'une paroi simple excitée par un champ diffus; présentée dans la figure (2-5) [7].

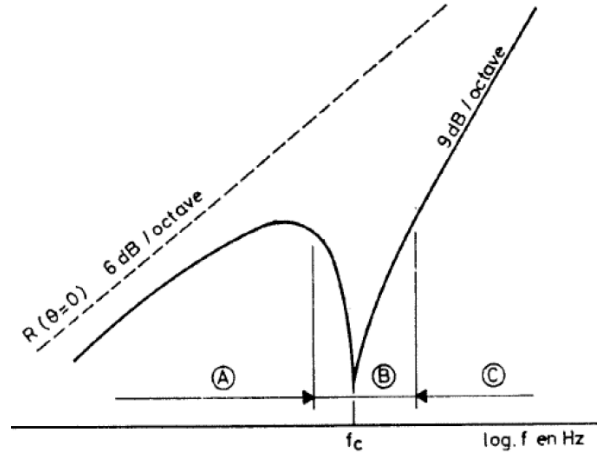


Figure 2-5 : Perte par transmission d'une plaque finie excitée par un champ diffus de pression acoustique tiré de [7]

La courbe montre trois tendances dans trois zones distinctes : A, B et C. Dans la zone A, la transmission sonore à travers la structure est gouvernée par la loi de masse avec une pente de + 6 dB par octave. Dans la zone B, la transmission est contrôlée principalement par l'effet de l'amortissement structural de la plaque. Ainsi, c'est dans cette zone où on observe la fréquence critique de la structure  $f_c$  où elle devient acoustiquement transparente. On estime cette fréquence par l'équation suivante :

$$f_c = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m_s}{D}} \quad (2.17)$$

où  $m_s$  et  $D$  sont respectivement la masse surfacique et la rigidité de flexion de la plaque. Au delà de cette fréquence, la perte par transmission de la structure en simple paroi augmente d'une façon considérable. Finalement, la zone C est la région où la raideur de la structure influence principalement le TL de la structure. La courbe de la perte par transmission dans cette zone augmente théoriquement avec une pente de + 9 dB par octave.

### 2.5.3. Calcul de la perte par transmission d'une structure double paroi au sens de la SEA

Considérons maintenant un modèle double paroi qui comporte un système plaque – cavité – plaque, respectivement les sous-systèmes 2,3 et 4, connectés à deux cavités (une d'excitation 1 et une de réception 5), comme illustré dans la figure (2-6).

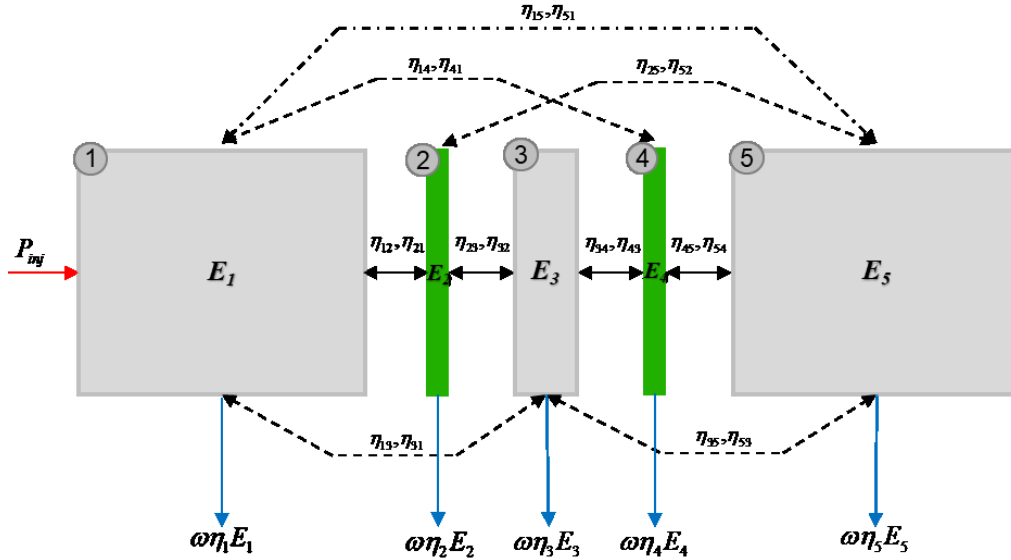


Figure 2-6: Modélisation SEA d'un système double paroi : Plaque - Cavity – Plaque, adaptée de [2]

Les traits pointillés représentent les chemins de transmission non-résonante et les lignes représentent les chemins de transmission résonante ou directe. Le calcul de la perte par transmission, dans ce cas, passe également par les mêmes étapes que le système en simple paroi. En partant de l'équation SEA régissant le comportement de la double paroi qui prend compte de tous les nouveaux sous-systèmes, on détermine la perte par transmission de la double paroi par l'équation (2.17) [7] :

$$TL = 10 \log \frac{E_1}{E_5} - 10 \log \frac{V_1}{V_5} + 10 \log \left( \frac{A_4}{A_5 \bar{\alpha}_5} \right). \quad (2.17)$$

Selon Atalla [2], le modèle SEA de la double paroi décrite par l'équation (2.17), n'est pas valide en basses fréquences. Toutefois, ce modèle est capable de prédire la fréquence de respiration  $f_0$  (ou la fréquence de la double paroi), présentée dans l'équation (2.18) :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c_0^2 (\rho_{s2} + \rho_{s4})}{\rho_{s2} \rho_{s4} h}}. \quad (2.18)$$

Ici  $\rho_{s,i}$  est la densité surfacique du sous-système  $i$  correspondant, et  $h$  est l'épaisseur de la cavité intermédiaire. À la fréquence de la double paroi, les parois commencent à se déplacer en opposition de phase ce qui rend le système transparent acoustiquement.

Par ailleurs, l'effet de tous les liens directs (solidiens) entre les deux parois n'est pas pris en compte dans ce modèle. Généralement, on décrit ces liens par un modèle éléments finis des mécanismes de connexion entre les sous-systèmes SEA. Cette méthodologie nous amène à introduire une approche hybride FE/SEA, qui sera présentée dans la section suivante de ce chapitre, afin d'évaluer par la suite l'effet de ces liens direct sur la perte par transmission de la double paroi.

L'allure de la courbe de la perte par transmission d'une double paroi typique composée de deux plaques simples (d'épaisseur égale), séparés par une cavité d'air et soumises à une excitation à une onde plane à incidence oblique est présentée par la figure (2-7).

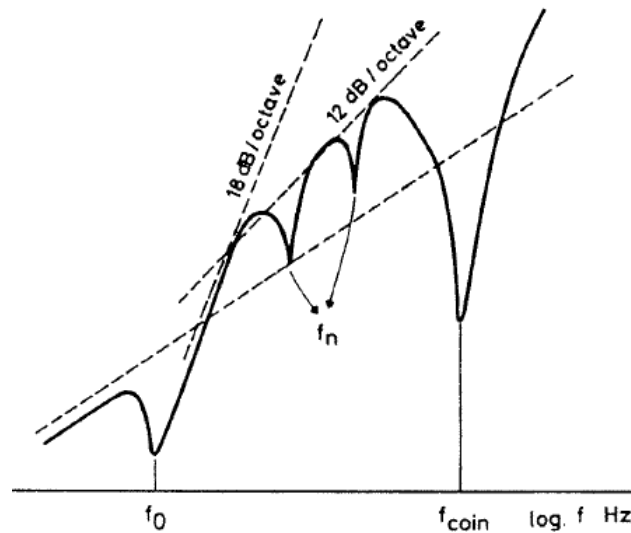


Figure 2-7 : Perte par transmission d'une double paroi typique, composée de deux plaques simples (d'épaisseur égale), séparés par une cavité d'air et soumise à une excitation à onde plane à incidence oblique, tiré de [7]

Lesueur [7] énonce dans son ouvrage, que le TL du système en double paroi est contrôlé par la loi de masse du système global en dessous de la fréquence de respiration  $f_0$ , présentée dans l'équation (2.18). Dans cette zone le TL augmente de + 6 dB par octave. Au delà de  $f_0$ , la courbe croît avec une pente de + 18 dB par octave. Toutefois, cette augmentation est atténuée à cause des modes acoustiques internes de la cavité intermédiaire qui commencent à se manifester. La pente devient de + 12 dB par octave jusqu'à ce qu'elle atteigne la chute la plus importante en TL dans une fréquence appelée la fréquence de coïncidence.

## 2.6. La méthode hybride FE/SEA

La méthode hybride, comme son nom l'indique, couple deux approches différentes : une déterministe représentée par la méthode des éléments finis et l'autre statistique représentée par la méthode d'analyse statistique énergétique, introduite dans la section 2.1 de ce chapitre. Elle permet aux utilisateurs de réaliser des analyses structurales et d'étudier le comportement vibroacoustique des structures sur une large gamme de fréquences soit en particulier les moyennes fréquences. L'approche a fait preuve de son efficacité en termes de prédictions numériques et en termes de temps de calcul comparée à celle de la méthode FE pure. Le contexte théorique est publié par Shorter et Langley dans [27],[28]. L'outil commercial mettant en œuvre cette méthode et utilisé dans le cadre de ce projet est VA One de ESI group.

La méthode hybride FE/SEA est une solution éprouvée et couramment utilisée dans l'industrie aérospatiale, automobile et ferroviaire. Cotoni et al. [29] ont modélisé l'intérieur d'un avion par le biais de cette méthode. Plus précisément, ils ont couplé les modèles SEA du plancher et de la paroi latérale au modèle FE du châssis de l'avion afin de prédire la transmission solidienne entre eux. Ils ont constaté que cette méthode fait preuve d'une excellente efficacité en termes de précision des résultats et du temps de calcul, bien qu'elle soit plus exigeante que la SEA pure et beaucoup plus rapide que l'analyse déterministe pure. Charpentier et al. [30] ont utilisé également cette méthode afin de prédire la transmission solidienne du bruit dans l'habitacle d'un véhicule. D'autres modélisations numériques basées sur la méthode hybride FE/SEA ont été faites pour prédire le niveau du bruit dans l'habitacle des trains à haute vitesse [31][32].

Afin de prendre en compte correctement des effets de la variabilité des paramètres du problème, le système est divisé en ensemble de sous-systèmes déterministes et statistiques. L'approche exige que les composants rigides à grande longueur d'onde doivent être traités d'une manière déterministe, tandis que les composants à courte longueur d'onde sont modélisés d'une manière statistique. Cotoni, Shorter et Langley [33] expliquent dans leur article qu'en utilisant cette approche, la réponse de chaque sous-système SEA est une superposition de champ direct et d'un champ réverbérant. En effet, la méthode est basée sur le principe de réciprocité " champ direct - champ réverbérant " [28]. Ce dernier stipule que la puissance injectée par le champ réverbérant (milieu SEA) sur le système déterministe (via la jonction du milieu FE) est proportionnelle à la puissance rayonnée par la jonction (déterministe) dans un milieu semi-infini. Par conséquent, pour

chaque sous-système SEA du système on établit une équation de bilan de puissance. Pour un sous-système  $j$ , le bilan de puissance est défini alors par l'équation suivante [33]:

$$\omega\eta_j E_j + \omega\eta_{d,j} E_j + \sum_{k=1}^N \omega\eta_{jk} n_j \left( \frac{E_j}{n_j} - \frac{E_k}{n_k} \right) = P_{inj,j}^{ext} \quad (2.19)$$

$N$  désigne le nombre total des sous-systèmes SEA.  $n_j$ ,  $\eta_j$  et  $E_j$  sont respectivement la densité modale, le facteur d'amortissement et l'énergie du sous-système  $j$ .  $\eta_{jk}$  est le coefficient de couplage entre deux sous-systèmes SEA  $j$  et  $k$ , et  $\eta_{d,j}$  est le coefficient de couplage entre le système FE  $d$  et SEA  $j$ . Finalement,  $P_{inj,j}^{ext}$  est la puissance injectée dans le champ direct du sous-système  $j$  en provenance des forces extérieures exercées sur le sous-système FE.

On définit les 3 premiers termes de l'équation (2.19) : (i)  $\omega\eta_j E_j$  est la puissance dissipée par le sous-système SEA  $j$ , (ii)  $\omega\eta_{d,j} E_j$  est la puissance transmise du champ réverbérant du sous-système SEA  $j$  au sous-système FE et (iii) la somme  $\sum_{k=1}^N \omega\eta_{jk} n_j \left( \frac{E_j}{n_j} - \frac{E_k}{n_k} \right)$  représente la puissance échangée entre deux sous-systèmes SEA  $j$  et  $k$ .

De plus, la matrice de l'interspectre moyenné de la réponse du déplacement  $q$ , aux degrés de liberté du modèle FE, est donnée par l'équation ci-dessous :

$$S_{qq} = D_{tot}^{-1} \left[ S_{ff} + \sum_{k=1}^N \left( \frac{4E_k}{\omega\pi n_k} \right) \text{Im} \{ D_{dir}^{(k)} \} \right] \left[ (D_{tot}^{-1})^* \right]^T \quad (2.20)$$

où  $D_{tot}$  est la matrice de raideur dynamique totale du modèle FE, en tenant compte des augmentations dues à l'ajout de la matrice de raideur dynamique du champ direct de chaque sous-système SEA.  $D_{dir}^{(k)}$  représente la matrice de raideur dynamique associée au sous-système SEA  $k$  à une fréquence donnée, et  $S_{ff}$  est la matrice de l'interspectre des forces appliquées à la partie FE.

Cotoni et Shorter [33] stipulent que les équations (2.19) et (2.20) sont les équations clés de la méthode hybride FE/SEA puisqu'elles couplent les deux méthodologies. D'une part, l'équation

(2.19) a la forme d'un bilan de puissance SEA, mais les coefficients de couplages  $\eta_{jk}$  et  $\eta_{d,j}$  sont calculés par la méthode FE. Ces coefficients de couplages sont définis respectivement par les équations (2.21) et (2.22) :

$$\omega \eta_{jk} n_j = \frac{2}{\pi} \sum_{rs} \text{Im} \{ D_{dir,rs}^{(j)} \} \left( D_{tot}^{-1} \text{Im} \{ D_{dir}^{(k)} \} \left[ (D_{tot}^{-1})^* \right]^T \right)_{rs} \quad (2.21)$$

$$\omega \eta_{d,j} = \frac{2}{\pi n_j} \sum_{rs} \text{Im} \{ D_{d,rs} \} \left( D_{tot}^{-1} \text{Im} \{ D_{dir}^{(j)} \} \left[ (D_{tot}^{-1})^* \right]^T \right)_{rs} \quad (2.22)$$

D'autre part, l'équation (2.20) a la forme classique en éléments finis de la réponse d'une structure sous l'effet de deux excitations aléatoires: (i) les efforts externes exercés directement sur le système FE et (ii) les efforts dus aux champs réverbérants des sous-systèmes SEA connectés au sous-système FE.



## CHAPITRE 3

# Développement et validation expérimentale des modèles numériques SEA du plancher en simple et double paroi

### 3.1. Développement et validation expérimentale du modèle numérique SEA du plancher en simple paroi sans couplage avec le châssis

Dans cette section, on développe un modèle numérique SEA du plancher en simple paroi sous le logiciel de simulation numérique VA one. Ce modèle est conçu afin d'être capable de: (i) prédire la perte par transmission de la structure et (ii) tester des traitements acoustiques et/ou vibratoires dans le but de réduire la transmission sonore du bruit à travers la structure en question. Des mesures expérimentales ont été réalisées dont l'objectif est d'alimenter le modèle numérique et de valider expérimentalement les prédictions numériques du modèle.

#### 3.1.1. Descriptions du modèle SEA du plancher en simple paroi

Le plancher du véhicule est une structure à forme géométrique complexe. Il est fixé au châssis en 14 points d'ancrage. La structure est constituée par un ensemble de panneaux isotropes en plastique à épaisseur moyenne de 4 mm et rigidifiée par des raidisseurs sur la face extérieure de la cabine (par dessous). Il est considéré comme une source importante dans la transmission de bruit vers la cabine [1]. Le tableau (3-1) résume les propriétés physiques du plancher.

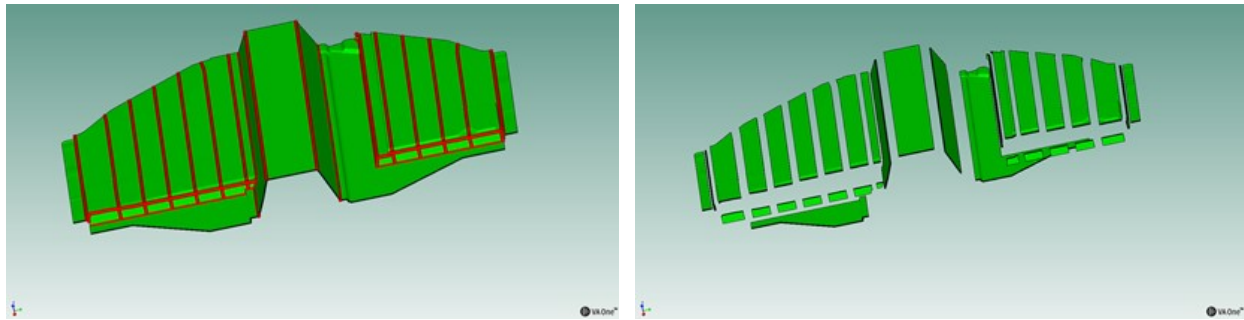
Tableau 3-1: Propriétés physiques du plancher

<b>Module de Young [GPa]</b>	1,48
<b>Masse volumique [kg/m<sup>3</sup>]</b>	853,9
<b>Coefficient de Poisson</b>	0,45
<b>Épaisseur moyenne [mm]</b>	4

La modélisation numérique SEA du plancher en simple paroi passe, dans un premier temps, par la modélisation éléments finis de la structure. Le modèle éléments finis du plancher a été réalisé par Walid Belgacem un ingénieur de projet au CTA. Plusieurs simplifications géométriques ont été adoptées, face à la complexité de la structure. Ces simplifications ont pour but de :

1. Réduire le nombre des sous-systèmes SEA qui ne respectent pas les hypothèses de la méthode adoptée (section 2.2) et assurer une densité modale élevée par sous-système.
2. Adapter le modèle SEA du plancher à la plage fréquentielle de l'étude

La sous-structuration SEA est faite, techniquement, par le changement du numéro d'identification de la propriété (*Property Identification Number*, PID) de chaque sous-système sélectionné du plancher au niveau du modèle FE. En se basant sur les critères de sous-structuration SEA des structures présentées dans la section état de l'art, le modèle numérique SEA du plancher est constitué de 34 sous-systèmes de type plaque simple comme présenté dans la figure (3-1).



(a) Modèle SEA du plancher

(b) Vue éclatée du modèle SEA du plancher

Figure 3-1: Modèle SEA du plancher en simple paroi

On rappelle que l'une des hypothèses la plus importante de la SEA exige un nombre minimal de 5 modes par bande de fréquence [2]. Cette hypothèse se traduit par la capacité du sous-système à emmagasiner et échanger de l'énergie. Afin de s'assurer que les sous-systèmes du plancher respectent ce critère, on calcule sous VA one le nombre de modes par bande de tiers d'octave. Les résultats montrent que la majorité des sous-systèmes, ont plus de 5 modes par bande à partir de 1000 Hz.

Par ailleurs, la masse ainsi que la surface rayonnante totale du modèle numérique du plancher changent à la suite des simplifications géométriques réalisées. Afin de garantir la précision des résultats de notre modèle numérique, on applique sous VA One les corrections suivantes :

1. Une correction de masse en augmentant la masse volumique du plancher.
2. Une correction de surface : le logiciel de simulation numérique utilisé VA one nous donne la possibilité de rectifier la surface rayonnante simplifiée dans le modèle FE en multipliant la surface totale du modèle SEA avec un coefficient de correction de surface rayonnante. [34]

Le tableau (3-2) résume les corrections adoptées:

Tableau 3-2: Corrections appliquées sur le modèle SEA du plancher

Propriétés	Original	Mise à jour
<b>Masse volumique [kg/m<sup>3</sup>]</b>	853,9	1276
<b>Facteur de correction de la surface</b>	-	1.36

Par ailleurs, on établit des jonctions linéiques SEA, présentées par des lignes rouges sur la figure (3-1-(a)), entre tous les sous-systèmes de la structure. Ceci garantit un transfert exact des flux de puissance d'un sous-système à un autre, notamment utile pour le calcul numérique des CLF(s). VA One nous donne l'avantage de créer des jonctions automatiques entre les sous-systèmes couplés et qui partagent nécessairement les mêmes nœuds. Toutefois, il faut s'assurer que ces types de jonctions générées automatiquement reflètent fidèlement les types de contacts qui lui sont associés dans le cas réel.

De plus, étant donné que la perte par amortissement structural du plancher est l'un des paramètres le plus important en SEA, on procède en parallèle à sa mesure expérimentale. Ce processus sera décrit dans la section 3.1.2.

L'objectif dans cette section est de modéliser un modèle SEA qui sera capable de prédire numériquement la perte par transmission du plancher seul. À cet égard, le modèle SEA doit contenir aussi:

- Une cavité **source** de volume  $V_1=1000 \text{ m}^3$  avec un coefficient d'absorption de 1% pour assurer l'hypothèse du champ réverbérant et un chevauchement modal supérieur à 3 [2]. Cette cavité est excitée avec un champ acoustique diffus.
- Une cavité **réceptrice** de volume  $V_3=1000 \text{ m}^3$  avec un coefficient d'absorption de 1% pour assurer l'hypothèse du champ réverbérant et un chevauchement modal supérieur à 3.

Le choix de prendre  $V_1 = V_3$  a pour but de simplifier l'équation (2.14) de l'isolement brut NR en annulant le terme  $10\log_{10}\left(\frac{V_1}{V_3}\right)$ .

La figure (3-2) présente le modèle SEA au complet conçu pour la prédiction de la perte par transmission du plancher en simple paroi.

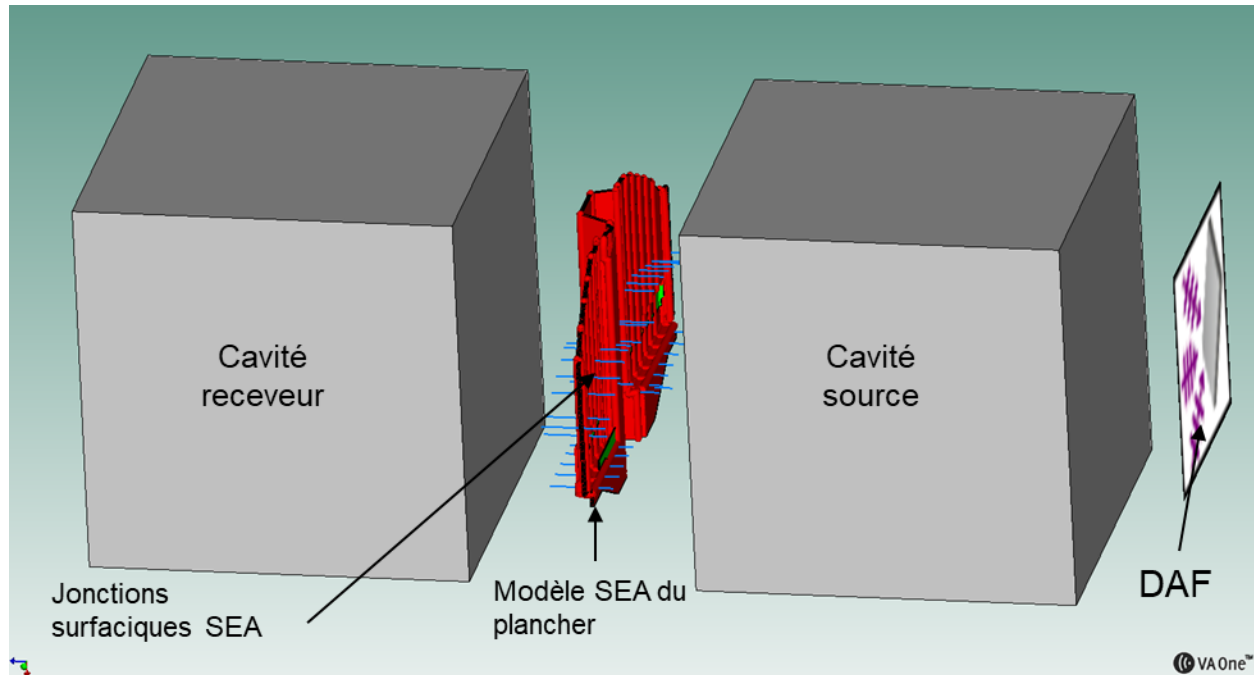


Figure 3-2: Modèle SEA du plancher connecté à deux cavités SEA dont une est excitée par un DAF

Les deux cavités source et receveur sont connectées à travers des jonctions SEA de type surfacique pour assurer l'échange de l'énergie entre les différents sous-systèmes.

### 3.1.2. Mesures expérimentales des indicateurs vibroacoustiques

Toutes les mesures décrites, dans les chapitres 3 et 4, ont été établies par un travail de groupe de moi-même et mon collègue Malek Khalladi, un étudiant en maîtrise qui travaille sous la tâche 3.4.a du projet dXbel. Ainsi, les mesures ont été réalisées au GAUS (Groupe Acoustique de l'Université de Sherbrooke) et sous la supervision des professionnels de recherche Olivier Robin et Rémy Oddo.

- **Mesure de l'amortissement structural du plancher :**

On mesure l'amortissement du plancher par le biais de la méthode de décroissance temporelle. La mesure a été moyennée sur trois points de mesure répartis sur trois parties du plancher : la partie gauche, centrale et droite. On utilise un pot vibrant et une tête d'impédance (un capteur accélération force). On s'intéresse au taux de la décroissance temporelle à 60 dB de l'accélération sur la structure après avoir coupé l'excitation. Les décroissances temporelles  $T_{60}$  sont ensuite moyennées puis traitées avec le code Matlab « GAUS DECAY » développé par Bolduc [6].

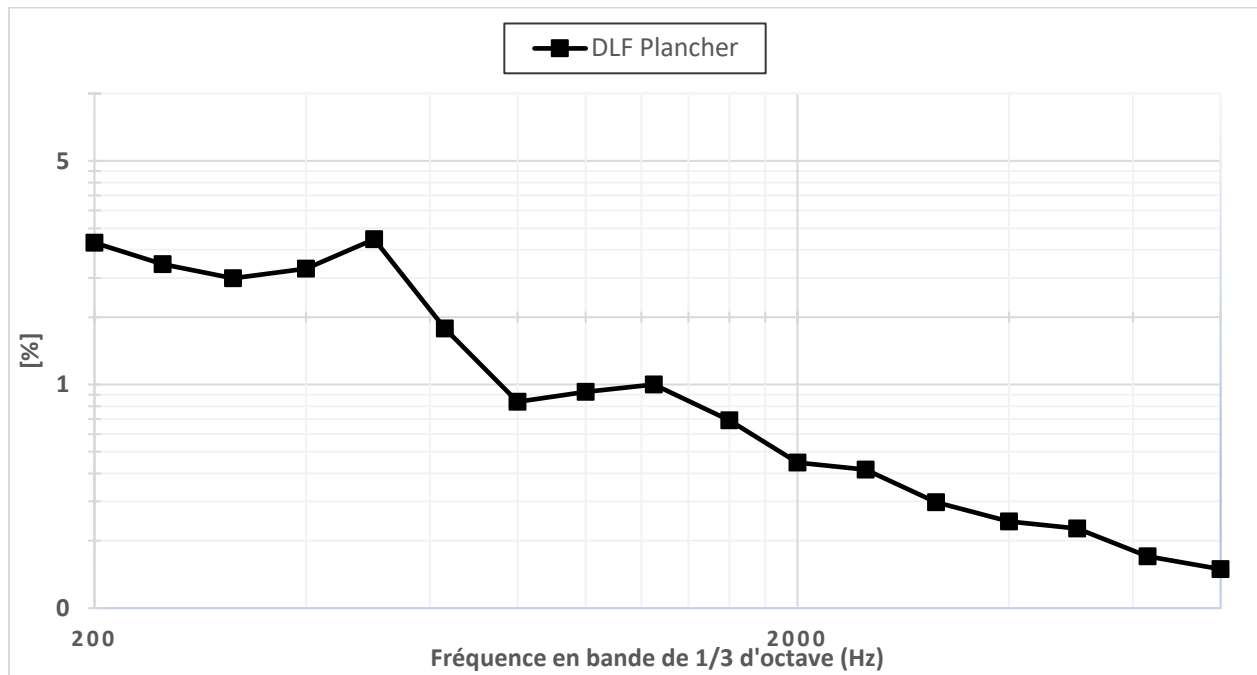


Figure 3-3: Facteur de la perte par amortissement du plancher

La figure (3-3) illustre la perte par amortissement du plancher sans le châssis sur la bande 200 Hz à 8 kHz. La courbe montre que le DLF de la structure décroît en fonction de la fréquence. On alimente par la suite le modèle numérique avec ces résultats.

- **Mesure de la perte par transmission du plancher en simple paroi sans couplage avec le châssis**

Le but est de mesurer la perte par transmission du plancher avec et sans traitement acoustique. On utilise la méthode intensimétrique par balayage, présenté dans la section 2.5.1, tout en respectant la norme ISO 15186-1 qui normalise cette méthode. Cette mesure est faite entre les deux chambres réverbérante et semi-anéchoïque du GAUS.

Dans un premier temps, on encastre la structure dans le mur qui sépare la chambre semi-anéchoïque et la chambre réverbérante, comme l'indique la figure (3-4).

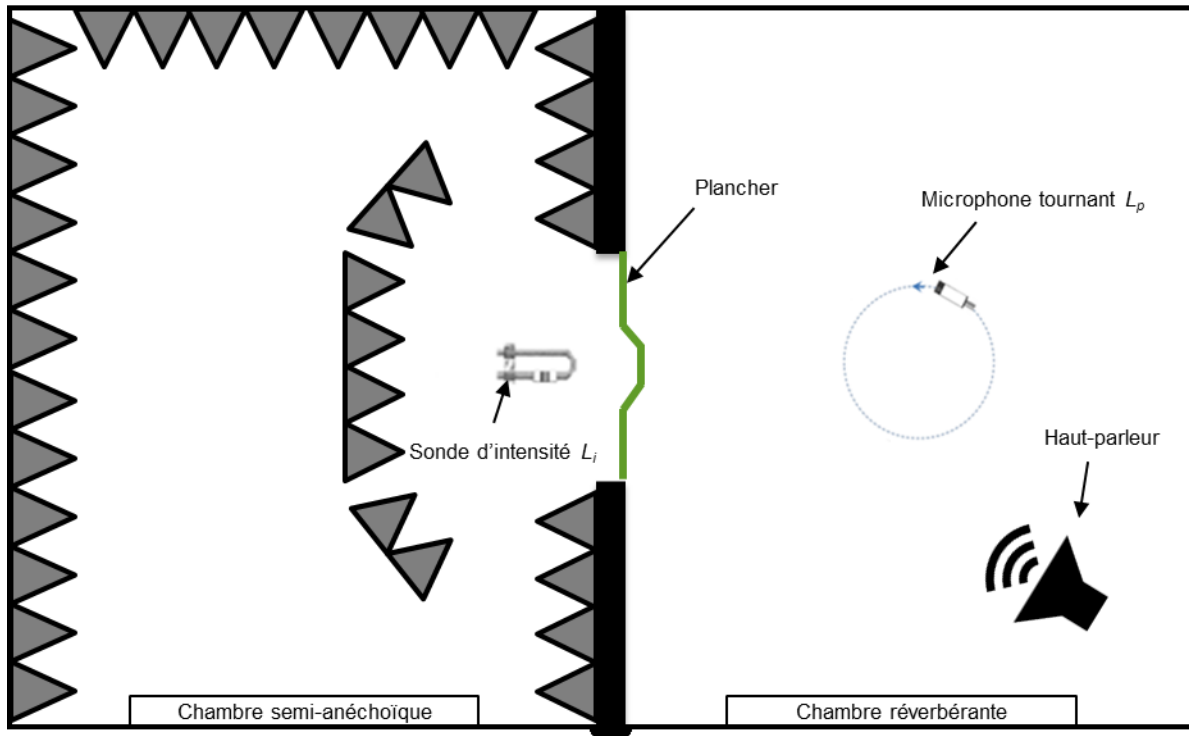
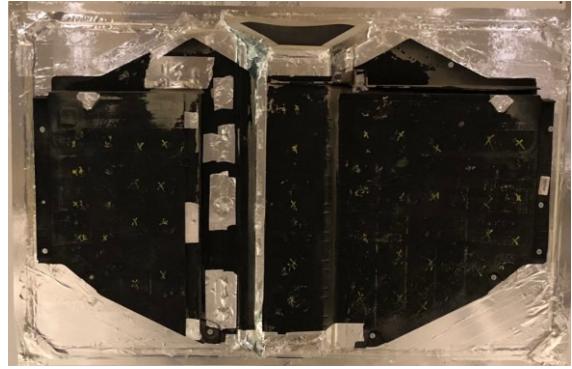


Figure 3-4: Mesure de la perte par transmission du plancher avec la méthode intensimétrique adaptée de [26]

Dans le but de s'assurer que l'origine de l'intensité mesurée provient seulement du plancher et non des parois de la niche, on applique un joint de néoprène sur la surface de contact entre le plancher et le mur du côté de la chambre réverbérante. Le reste de la fenêtre de mesure est un assemblage de deux plaques épaisses de bois et de gypse remplies avec la laine de roche. De plus, on couvre la totalité de la fenêtre de transmission par un matériau bicouche dense (Barymat), comme l'illustre la figure (3-5).



(a) Côté semi-anéchoïque



(b) Côté réverbérant

Figure 3-5: Photographies du plancher installé entre les chambres couplées du GAUS

La sonde d'intensité est équipée avec deux microphones  $\frac{1}{4}$  de pouce et un espacement de 6 mm. Cette configuration permet d'avoir des mesures précises de l'intensité sonore transmise jusqu'à 10 kHz. On calibre ces deux microphones à l'aide d'un calibrateur de 94 dB à 1 kHz.

On excite la chambre réverbérante avec un bruit blanc large bande [100 Hz 10 kHz] à l'aide des haut-parleurs de façon à obtenir un champ diffus dans la salle avec un niveau global de 103 dB. Un microphone tournant mesure le niveau de pression acoustique moyenne dans la chambre. Ce microphone est aussi calibré avec la même méthodologie utilisée avec les micros de la sonde d'intensité. Du côté de la chambre semi-anéchoïque, on scanne la surface du plancher avec la sonde d'intensité afin de mesurer l'intensité sonore transmise par le plancher excité avec un bruit blanc large bande dans la chambre réverbérante. Le balayage de la surface scannée avec la sonde se fait dans deux directions : soit une fois verticalement et une fois horizontalement. Les résultats de mesures sont traités et enregistrés avec le système LMS Test.Lab en bande de 1/3 d'octave. Ainsi, la mesure de l'intensité est moyennée temporellement, spatialement et fréquentiellement.

On mesure tout d'abord le TL du plancher nu. La figure (3-6) illustre les résultats obtenus dans la bande 100 Hz – 8 kHz. On compare ces résultats avec la loi de masse du plancher obtenu avec l'équation (3.1) [2]

$$\tau_{13} = \left( \frac{2\rho_0 c_0}{\omega m_s} \right)^2 \log_{10} \left[ 1 + \left( \frac{\omega m_s}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right]. \quad (3.1)$$

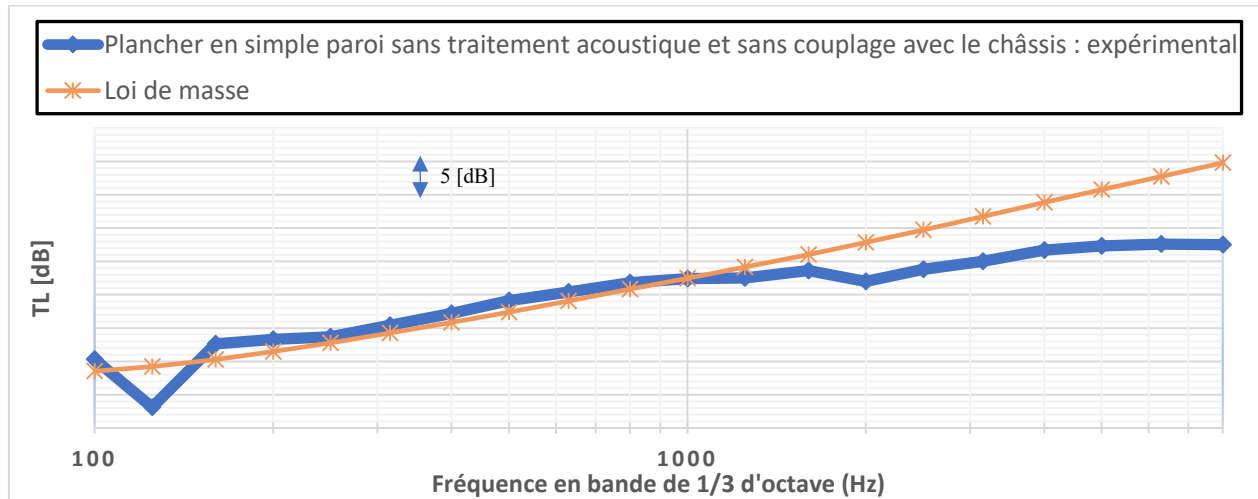


Figure 3-6: Perte par transmission du plancher en simple paroi

Les résultats montrent une cohérence de niveau et de tendance entre la courbe de la perte par transmission expérimentale et la loi de masse, en basses fréquences. Ainsi, dans cette plage fréquentielle, on observe une pente de +6 dB par octave. Ces constatations sont des indicateurs importants sur la crédibilité des résultats des mesures obtenus.

Par la suite, plusieurs configurations de traitements vibroacoustiques ont été testées pour trouver le traitement optimal en termes de TL pour le plancher en simple paroi. Cette série de tests nous a amenés à ajouter 0.05 m de laine de roche considéré comme un traitement acoustique et 2 mm d'un matériau viscoélastique (résisto en double couche) considéré comme un traitement vibratoire [1]. Comme illustré dans la figure (3-7), on place ces traitements dans les surfaces entre les raidisseurs de la structure et sur le tunnel soit la partie centrale du plancher.

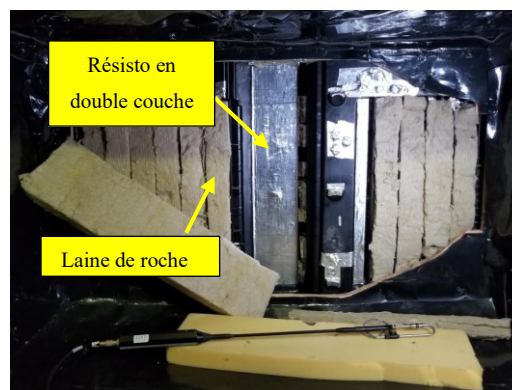


Figure 3-7: Plancher en simple paroi avec des traitements vibroacoustiques: 0.05 m de laine de roche et 2 mm de resisto



Le but est d'améliorer la perte par transmission de la simple paroi et de valider ensuite les prédictions numériques SEA avec le même traitement. On compare dans la figure (3-8) les résultats de mesure du plancher nu et avec les traitements appliqués.

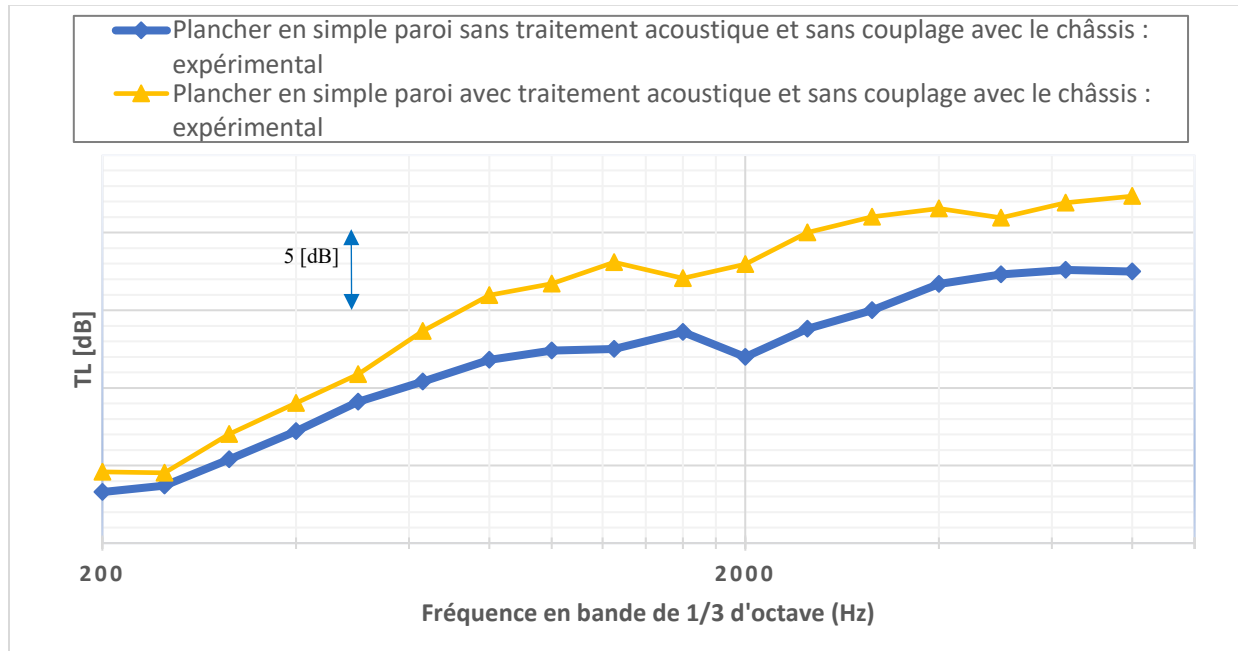


Figure 3-8: Comparaison des mesures de la perte par transmission du plancher en simple paroi sans traitement et avec traitement vibroacoustique

Les résultats montrent que la configuration adoptée apporte un gain de 2 à 3 dB sur la bande fréquentielle de 200 Hz à 630 Hz. On justifie ce gain, dans cette bande fréquentielle, par la masse des traitements ajoutés. On rappelle que la loi de masse gouverne les prédictions de la perte par transmission en basses fréquences pour les simples parois. Dans la bande 800 Hz à 5 kHz, le gain est de 4 à 6 dB. Généralement, en hautes fréquences, le gain est dû principalement à l'effet de l'absorbant ajouté. Il est clair qu'à partir de 5 kHz jusqu'à 8 kHz le gain se réduit par le fait qu'on se rapproche de la fréquence critique du plancher et/ou par le fait que le système devient très sensible aux fuites dans le montage.

### 3.1.3. Validation expérimentale du modèle numérique

Dans le but de valider les prédictions du modèle SEA de la simple paroi, on compare, dans cette section, les résultats numériques avec les résultats de mesures expérimentaux présentés dans le paragraphe précédent avec et sans traitements acoustiques.

### - Validation expérimentale du modèle numérique sans traitement acoustique

Tout d'abord, on compare dans la figure (3-9) les résultats de la perte par transmission numérique SEA et expérimental du plancher sans traitements acoustiques.

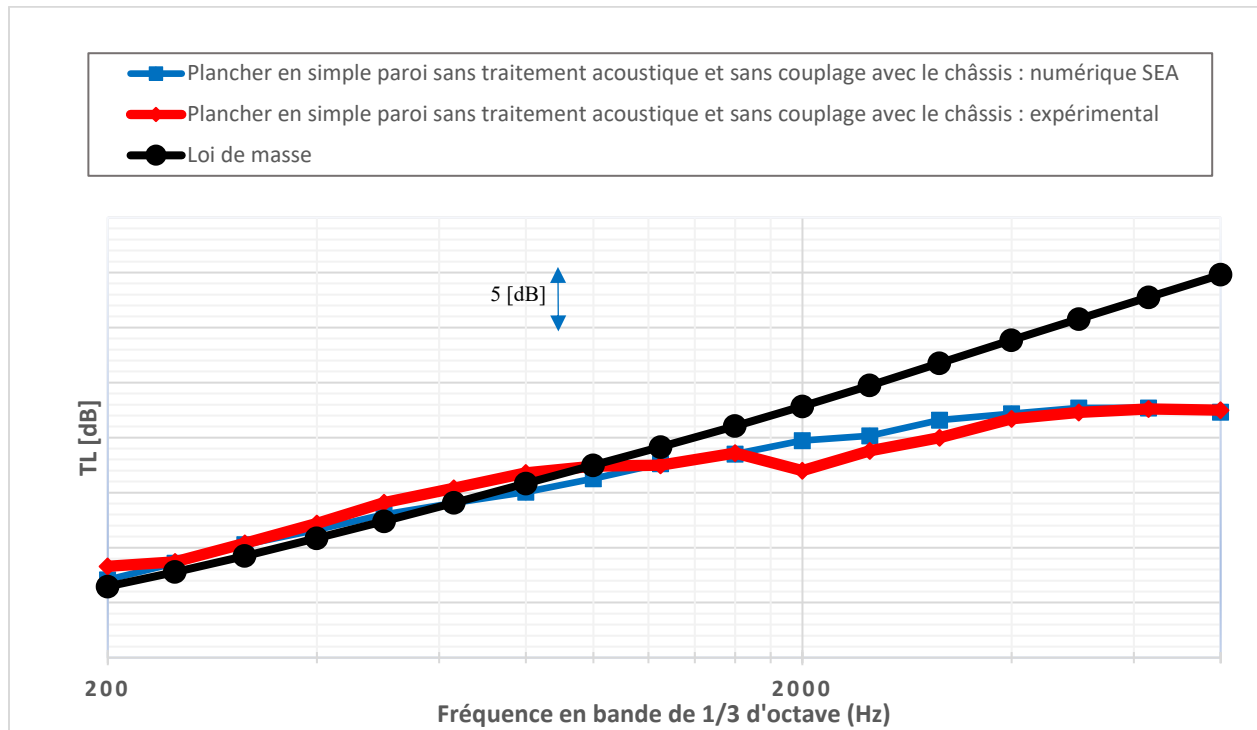


Figure 3-9: Comparaison entre les résultats de la perte par transmission de la structure sans traitement acoustique et sans couplage avec le châssis obtenus numériquement et expérimentalement

Les résultats montrent une bonne corrélation numérique expérimentale dans toute la bande fréquentielle 200 Hz – 8 kHz. Dans la bande 630 Hz – 2500 Hz, on constate un écart de +/- 1.5 dB. Cet écart est dû aux erreurs relatives aux mesures. L'incertitude acceptable (+/- 1%) dans les propriétés physiques du plancher aux entrées du modèle numérique SEA n'engendre pas un écart majeur dans les prédictions, ce qui souligne l'importance des méthodes statistiques pour la conception [2].

### - Validation expérimentale du modèle numérique avec traitements acoustiques

Par la suite, on procède à la validation du modèle numérique avec les traitements vibroacoustiques appliqués. Le tableau ci-dessous résume les propriétés physiques des traitements appliqués. On

rappelle que les traitements appliqués sont : (i) vibratoire : 0.002 m de viscoélastique (résisto double couche) et (ii) acoustique soit 0.05 m de laine de roche.

Tableau 3-3: Propriétés physiques des traitements vibroacoustique appliqués

<b>Matériaux</b>	<b>Résisto tout Usage, couche double [1]</b>	<b>Laine de roche</b>
<b>Épaisseur [mm]</b>	2	50
<b>Module de Young [Pa]</b>	$616 \cdot 10^6$	$8,9 \cdot 10^3$
<b>Masse volumique [Kg/m<sup>3</sup>]</b>	964	23
<b>DLF [%]</b>	22.4	8
<b>Résistivité <math>\sigma</math> [N.s.m<sup>-4</sup>]</b>	-	15864
<b>Porosité <math>\Phi</math></b>	-	0,991
<b>Tortuosité <math>\alpha^\infty</math></b>	-	1,02
<b>Longueur caractéristique thermique <math>\Lambda</math> [<math>\mu</math>m]</b>	-	83
<b>Longueur caractéristique visqueuse <math>\Lambda'</math> [<math>\mu</math>m]</b>	-	93

On trace dans la figure (3-10) les résultats de la perte par transmission numérique SEA et expérimental du plancher avec traitements acoustiques. Ainsi on trace dans la même figure les résultats expérimentaux de la perte par transmission du plancher sans traitement acoustique afin d'observer le gain en TL après l'application des traitements vibroacoustiques.

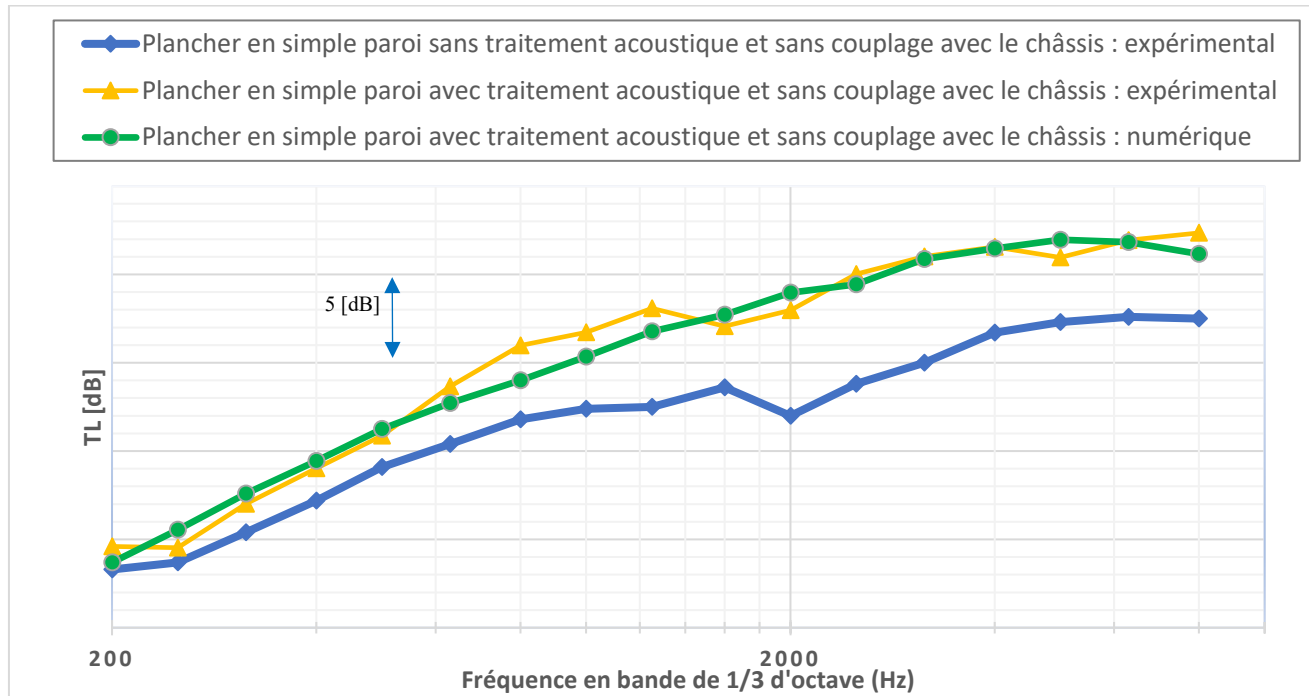


Figure 3-10: Comparaison entre les résultats de la perte par transmission de la structure traitée obtenus numériquement et expérimentalement

On constate que le résultat numérique prédit correctement le résultat expérimental de la perte par transmission de la simple paroi avec les traitements vibroacoustiques appliqués. La courbe numérique montre un comportement statistique lisse dans la prédiction des résultats en donnant les mêmes niveaux que celles des tests expérimentaux. Le modèle prédit bien que l'effet de l'absorption ajoutée est plus efficace en hautes fréquences.

### 3.2. Développement et validation expérimentale du modèle numérique SEA du plancher en double paroi sans couplage avec le châssis

Dans la cabine du véhicule, le plancher est placé sur le châssis sous lequel on trouve la plaque protectrice du châssis montée sur la face extérieure en dessous du plancher. Dans ce cas, on parle d'un système de type double paroi. Une photo de la structure réelle est présentée dans la figure (3-11).



Figure 3-11: Structure réelle du plancher et la plaque protectrice du châssis en double paroi

Dans cette section, on développe un modèle numérique SEA, hautes fréquences, du plancher en double paroi, à l'aide le logiciel de simulation numérique VA one. Le modèle numérique de la double paroi est composé du plancher et de la plaque protectrice du châssis sans contact avec le châssis (châssis). Ce modèle est conçu afin d'être capable de: (i) prédire la perte par transmission de la double paroi et (ii) tester des traitements acoustique et/ou vibratoire dans le but de réduire la transmission sonore du bruit à travers le système en question.

### **3.2.1. Description du modèle SEA du plancher en double paroi sans couplage avec le châssis**

La structure du plancher aussi bien que son modèle numérique SEA ont été décrits dans la section précédente. On se limite ici à la description du modèle de la plaque protectrice du châssis ainsi que le système double paroi au complet.

Tout d'abord, on commence par la description de la structure réelle. La plaque protectrice du châssis est un ensemble de 3 plaques simples séparées qui couvre la partie inférieure extérieure de la cabine. La structure est en plastique de 4.7 mm d'épaisseur, et considérée isotrope. Elle est assemblée avec le châssis en 52 points d'ancrage. On résume dans le tableau (3-4) les propriétés physiques de la plaque protectrice.

Tableau 3-4: Propriétés physiques de la plaque protectrice du châssis

<b>Module de Young [GPa]</b>	1,937
<b>Masse volumique [kg/m<sup>3</sup>]</b>	960
<b>Coefficient de Poisson</b>	0.38
<b>Épaisseur moyenne [mm]</b>	4.7

Par la suite, on développe le modèle SEA de la plaque protectrice du châssis à partir de son modèle éléments finis. Le modèle contient 3 plaques SEA simples. La sous-structuration de ce composant était évidente puisqu'il est constitué de 3 plaques simples séparées avec un espacement d'environ 2 mm en zigzag. On présente le modèle de la plaque protectrice du châssis dans la figure (3-12).

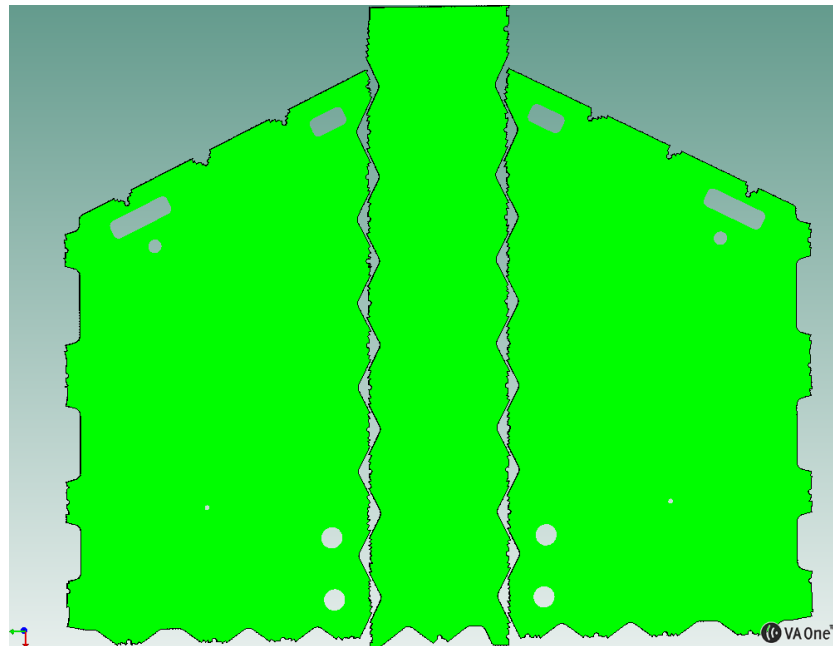


Figure 3-12: Modèle SEA de la plaque protectrice du châssis

On s'assure du domaine de validité fréquentielle des sous-systèmes de la plaque protectrice en vérifiant le respect du critère de 5 modes par bande de fréquence. On présente dans la figure (3-13) le nombre des modes par bande de 1/3 octaves [200 Hz - 8 kHz] de ces sous-systèmes.

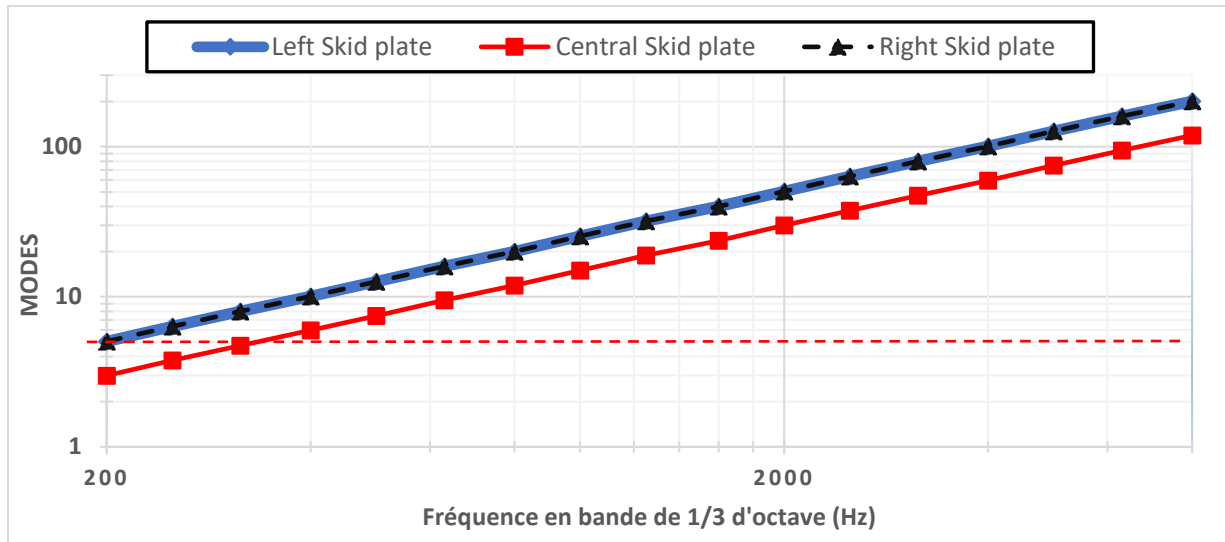


Figure 3-13: Nombre de modes par bande de 1/3 d'octave des 3 sous-systèmes de la plaque protectrice du châssis

Les résultats montrent que les sous-systèmes de la plaque protectrice satisfont l'hypothèse de la SEA qui exige un nombre de modes minimal sur la bande fréquentielle d'analyse (ligne discontinue rouge).

Après avoir modélisé la plaque protectrice, on procède à la conception de la double paroi. Le système est constitué de deux parois séparées par une cavité acoustique soit : le plancher – cavité – plaque protectrice du châssis.

Dans la structure réelle, on distingue 3 cavités placées côte à côte qui séparent les deux parois. Ces cavités sont séparées avec le châssis, comme illustré dans la figure (3-14), soit : une cavité dans la partie côté conducteur (gauche), une cavité côté passager (droite) et une cavité centrale entre les deux.

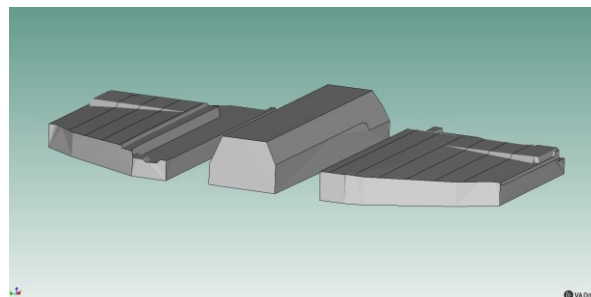


Figure 3-14: Modèle SEA des trois cavités acoustiques intermédiaires de la double paroi

Le chevauchement modal par bande de tiers d'octave des trois cavités est illustré dans la figure (3-15)

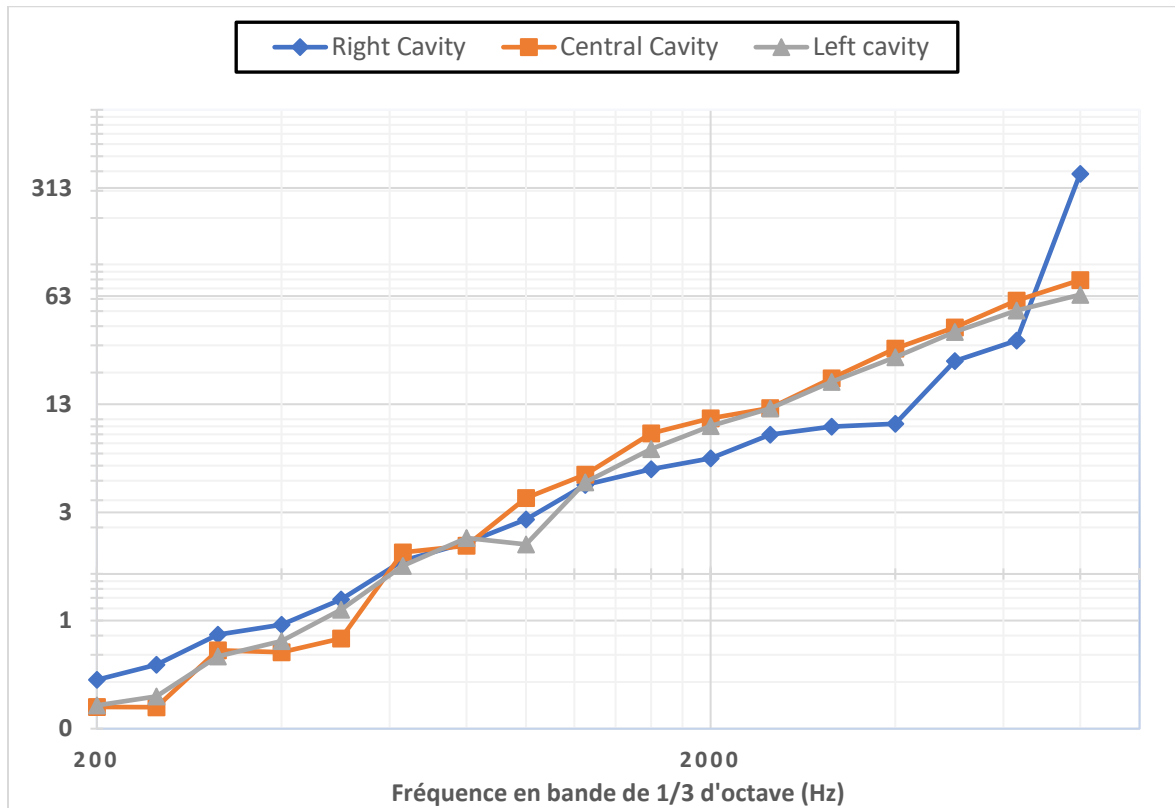
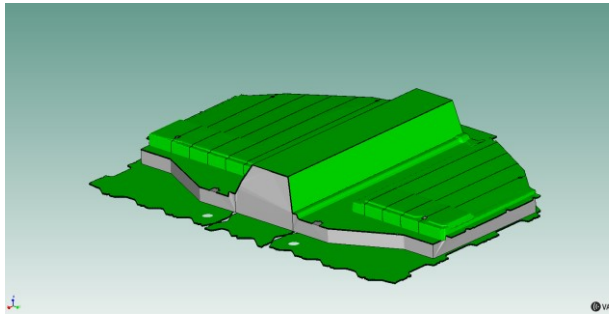


Figure 3-15: Chevauchement modal par bande de 1/3 d'octave des trois cavités SEA intermédiaires de la double paroi

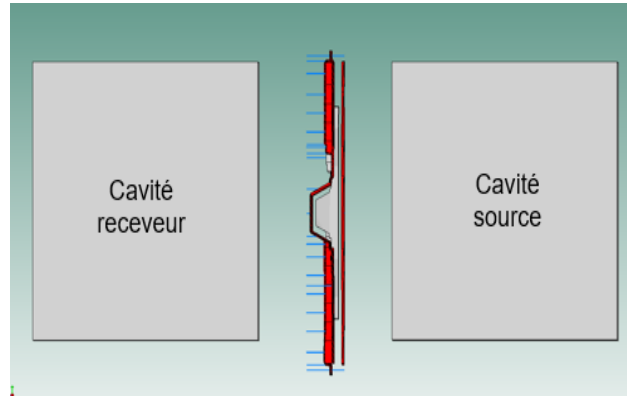
D'après Atalla [2], pour qu'une cavité acoustique SEA soit valide, il faut qu'on satisfasse une valeur de chevauchement modal supérieur à 3 par bande de 1/3 d'octave. Ceci assure l'hypothèse du champ réverbérant dans la cavité, ce qui est le cas à partir de 1000 Hz dans les cavités intermédiaires SEA de la double paroi.

La figure (3-16) illustre le modèle SEA de la double paroi. Il est à noter que le châssis n'a pas été modélisé dans ce modèle purement SEA. Alors, ce modèle ne tient pas compte de l'effet des liens mécaniques existants dans le cas réel entre les deux parois du système.





(a) Vue isométrique du modèle SEA du plancher et la plaque protectrice en double paroi



(b) Vue de dessus du modèle SEA du calcul de la perte par transmission sur VA One

Figure 3-16: Modèle SEA du plancher et la plaque protectrice du châssis en double paroi

Des jonctions surfaciques ont été créées manuellement entre :

- Les sous-systèmes de la plaque protectrice et la cavité excitatrice
- Les cavités de la double paroi et la plaque protectrice du châssis
- Les cavités de la double paroi et les sous-systèmes du plancher
- Les sous-systèmes du plancher et la cavité de réception

On définit sous VA One les jonctions double paroi qui permettent au solveur du logiciel de bien définir les chemins résonants et non résonants du transfert d'énergie entre les panneaux SEA, les cavités acoustiques SEA et les sources d'excitations (un champ acoustique diffus dans notre cas). En d'autres mots, les jonctions double paroi complètent les jonctions SEA existantes en prenant compte des couplages indirects supplémentaires entre les sous-systèmes structuraux et acoustiques non adjacents, soit les chemins T1 et T2 comme l'illustre la figure (3-17) [34]. Les chemins T1 et T2 contribuent au flux total d'énergie de la cavité source vers la cavité réceptrice :

- T1 : En basses fréquences et près de la fréquence de résonance de la double paroi, ce chemin domine souvent le flux total d'énergie.
- T2 : Ce chemin couple l'un des panneaux à travers la cavité intermédiaire à l'une des cavités source ou receveur.

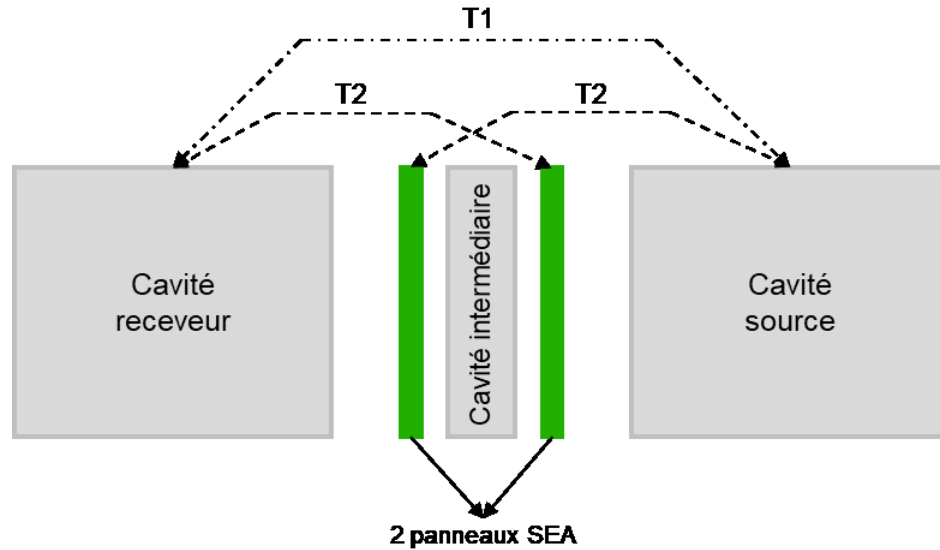


Figure 3-17: Chemins indirects supplémentaires entre les sous-systèmes structuraux et acoustiques non adjacents d'un modèle SEA deux plaques et cavité en double paroi, adapté de [34]

### 3.2.2. Mesures expérimentales des indicateurs vibroacoustiques

- **Mesure des facteurs de perte par amortissement structural de la plaque protectrice du châssis**

On mesure l'amortissement de la plaque protectrice du châssis à l'aide de la méthode de décroissance temporelle. La mesure a été moyennée sur 10 points de mesure répartis sur les trois panneaux. On utilise un marteau d'impact pour donner une excitation impulsionnelle à la structure sur chaque point de mesure et on mesure la décroissance temporelle de l'accélération à l'aide d'un accéléromètre. Les décroissances temporelles sont ensuite moyennées puis traitées avec le code Matlab « GAUS DECAY » développé par Bolduc [6].

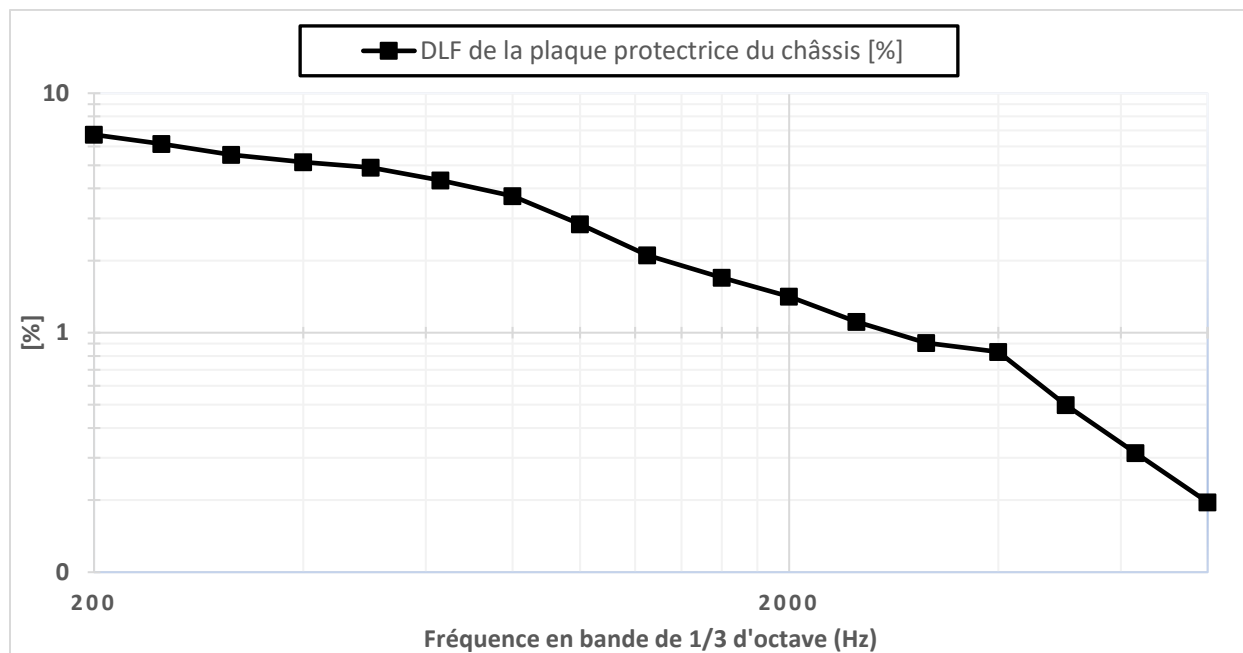


Figure 3-18: Facteur d’amortissement structural de la plaque protectrice du châssis en fonction de la fréquence

La figure (3-18) illustre le facteur d’amortissement structural de la plaque protectrice du châssis sur la bande 200 Hz à 8 kHz. La courbe montre que le DLF de la structure décroît en fonction de la fréquence. On alimente par la suite le modèle numérique avec ces résultats.

#### - **Mesure des facteurs de perte par amortissement des cavités**

L’amortissement des cavités acoustiques de la double paroi joue un rôle critique dans la transmission du son à travers la structure en double paroi. Cependant, et à cause de la complexité du système, cette mesure est considérée très délicate, sensible aux imprécisions et les imperfections dans le montage. Elle demande beaucoup d’expertise.

On mesure l’amortissement de chaque cavité séparément soit : la cavité gauche, centrale et droite. Comme l’indique la figure (3-19), on place trois microphones et un mini haut-parleur à l’intérieur de chaque cavité. Le but est de mesurer le temps de décroissance temporelle de la pression enregistrée par les microphones à la suite de l’arrêt de l’excitation fourni par le haut-parleur. Un bruit blanc large bande est considéré comme excitation. Des dièdres absorbants sont placés du côté de la salle réverbérante pour annuler principalement le couplage avec cette chambre.

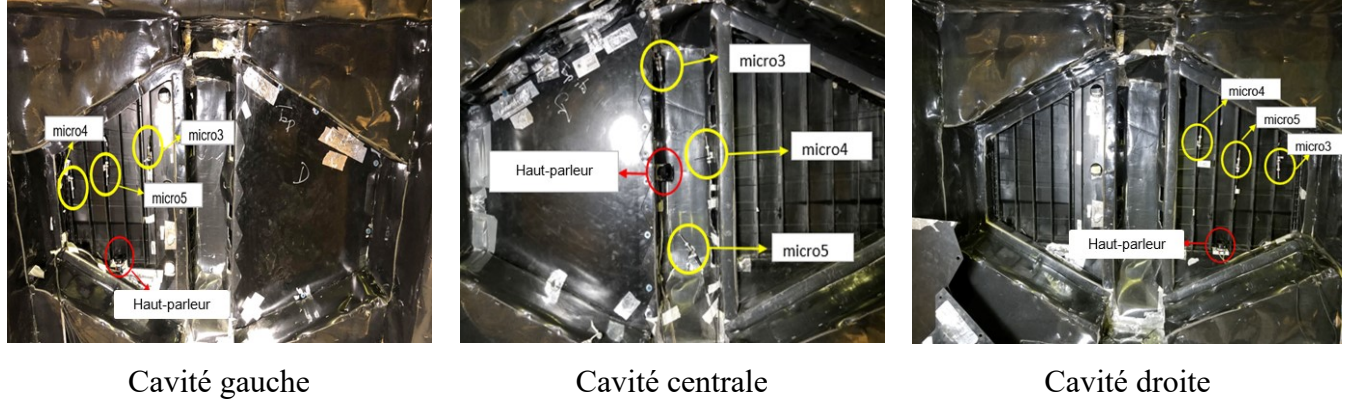


Figure 3-19: Photographies des mesures du facteur de perte par amortissement des cavités acoustique de la double paroi installée entre les chambres couplées

Pour déterminer l'amortissement acoustique dans la cavité, on utilise les formules suivantes [2] :

$$\eta = \frac{Ac_0}{4\omega V} \bar{\alpha} \quad (3.2)$$

avec  $\bar{\alpha}$  le coefficient d'absorption, obtenu par l'équation [2] :

$$\bar{\alpha} = \frac{0,16V}{AT_{60}} \quad (3.3)$$

$V$ ,  $A$  et  $T_{60}$  sont respectivement le volume de la cavité, la surface totale des parois et le temps de réverbération.

On se base sur le modèle numérique SEA pour déterminer les volumes  $V_i$  de chaque cavité ainsi que la surface totale des parois. Les décroissances temporelles sont ensuite moyennées puis traitées avec le code Matlab « GAUS DECAY » développé par Bolduc [6]. Par la suite, on détermine le coefficient d'absorption moyen  $\bar{\alpha}$  de chaque cavité avec l'équation (3.3). Finalement, on utilise l'équation (3.2) pour déduire les DLF(s)  $\eta$  dans chaque bande de tiers d'octave [1 8] kHz.

Normalement, la mesure est uniquement valide à partir de la fréquence de Schroeder, soit la fréquence à partir de laquelle le champ acoustique d'excitation devient un champ diffus uniforme. Elle est calculée en utilisant l'équation (3.4).

$$f = 2000 \sqrt{\frac{T_{60}}{V}} \quad (3.4)$$

On moyenne le temps de réverbération  $T_{60}$  obtenu des 3 microphones. Le tableau (3-5) résume les volumes de chaque cavité ainsi que la fréquence de Schroeder calculée.

Tableau 3-5: Caractéristiques des cavités intermédiaires

	Cavité gauche	Cavité centrale	Cavité droite
<b>Volume [m<sup>3</sup>]</b>	0,0272	0,0306	0,0317
<b>Fréquence de Schroeder [Hz]</b>	3340,67	3542,54	2846,12

On présente successivement les résultats de mesure de l'amortissement des trois cavités gauche, centrale et droite en figures (3-20), (3-21), et (3-22).

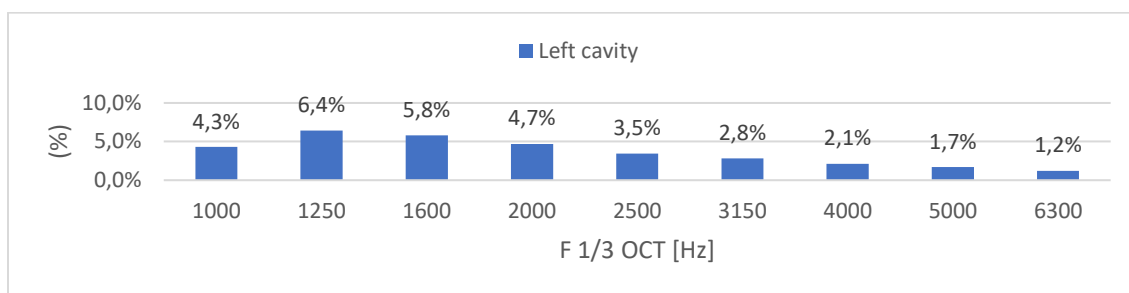


Figure 3-20: DLF de la cavité gauche

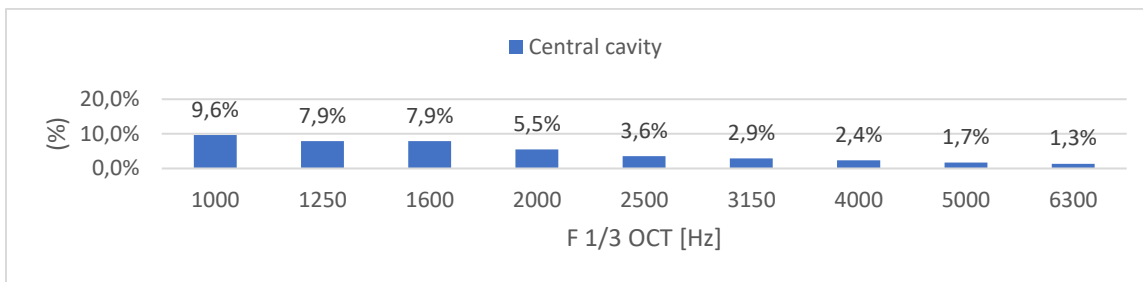


Figure 3-21: DLF de la cavité centrale

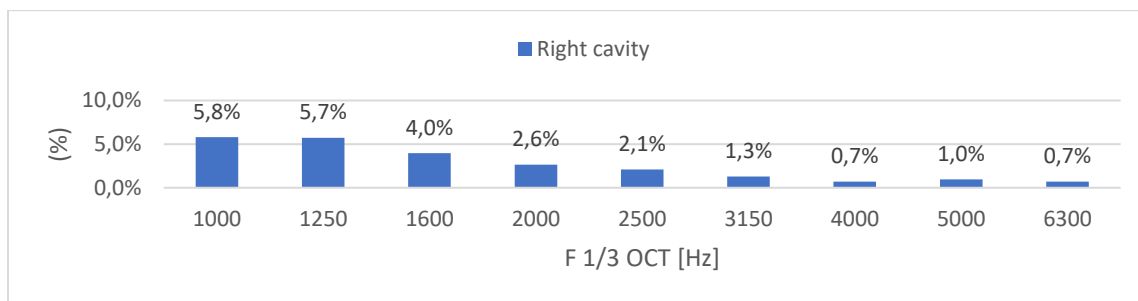


Figure 3-22: DLF de la cavité droite

On constate que l'ordre de grandeur des amortissements mesurés est plus acceptable au-delà de 3150 Hz vu que la cavité est vide et contient que de l'air ( $DLF \leq 3\%$ ). Ce qui confirme la théorie dernière la définition de la fréquence de Schroeder. On injecte, par la suite, ces résultats au modèle numérique SEA.

- **Mesure de la perte par transmission du plancher en double paroi sans couplage avec le châssis**

L'objectif de cette mesure est d'estimer la perte par transmission de la double paroi. Cette fois, on monte le plancher et la plaque protectrice du châssis sur une section du châssis. On couvre le châssis avec du Barymat afin d'éviter le contact mécanique entre les deux parois du système à travers le châssis. La figure (3-23) présente le montage des deux côtés, excitation et réception.

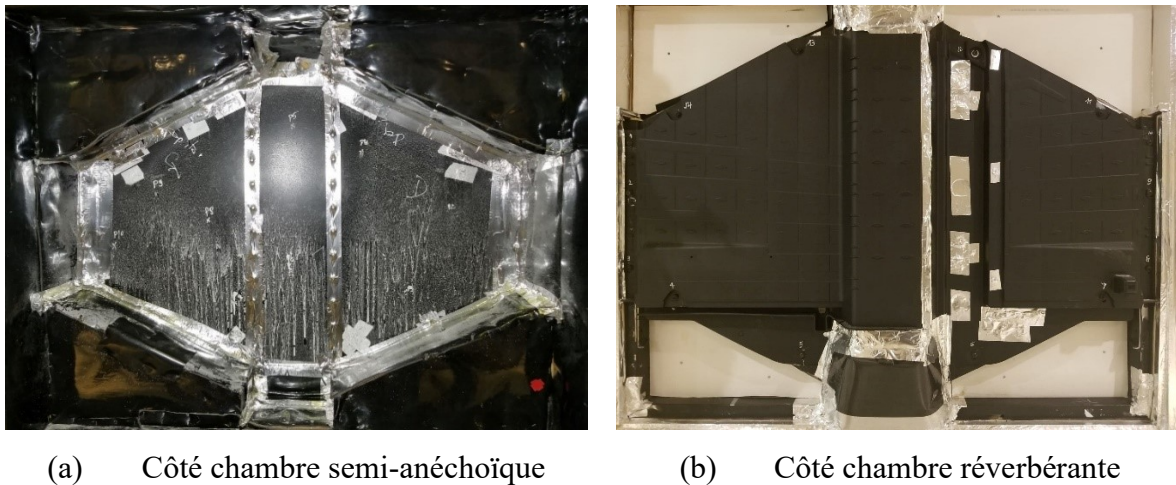


Figure 3-23: Photographies du plancher en double paroi installé entre les chambres couplées du GAUS

La méthodologie de mesure reste la même que celle du plancher en simple paroi, mais cette fois-ci, on apporte plus d'attention aux fuites acoustiques qui peuvent se présenter après le montage de la plaque protectrice du châssis. On s'assure que tous les trous existants sur la plaque soient remplis avec du mastic et couverts avec du ruban adhésif d'aluminium mince. Puis, on monte la plaque protectrice sur le châssis masqué. On utilise du velcro pour fixer la paroi sur le châssis. Notamment, on n'utilise pas les vis pour fixer la structure sur le châssis. De ce fait, on s'assure que tout lien mécanique possible avec le plancher à travers le châssis soit annulé. De plus, on couvre aussi tous les bords de la plaque protectrice avec du ruban adhésif d'aluminium afin d'empêcher toutes fuites

possibles à travers les bords. En absence de ces mesures d'étanchéités, ces fuites peuvent influencer considérablement la mesure de la perte par transmission de la double paroi. Elles dominent la transmission du bruit à travers la double paroi.

Par ailleurs, vu qu'on vise les hautes fréquences dans nos mesures et sachant que les systèmes en double paroi sont généralement plus efficaces en termes de TL, on alimente des haut-parleurs additionnels dans la gamme des hautes fréquences qui sont installés dans le côté chambre réverbérante.

Les résultats de mesures sont présentés dans la figure (3-24) dans la bande 100 Hz à 8 kHz.

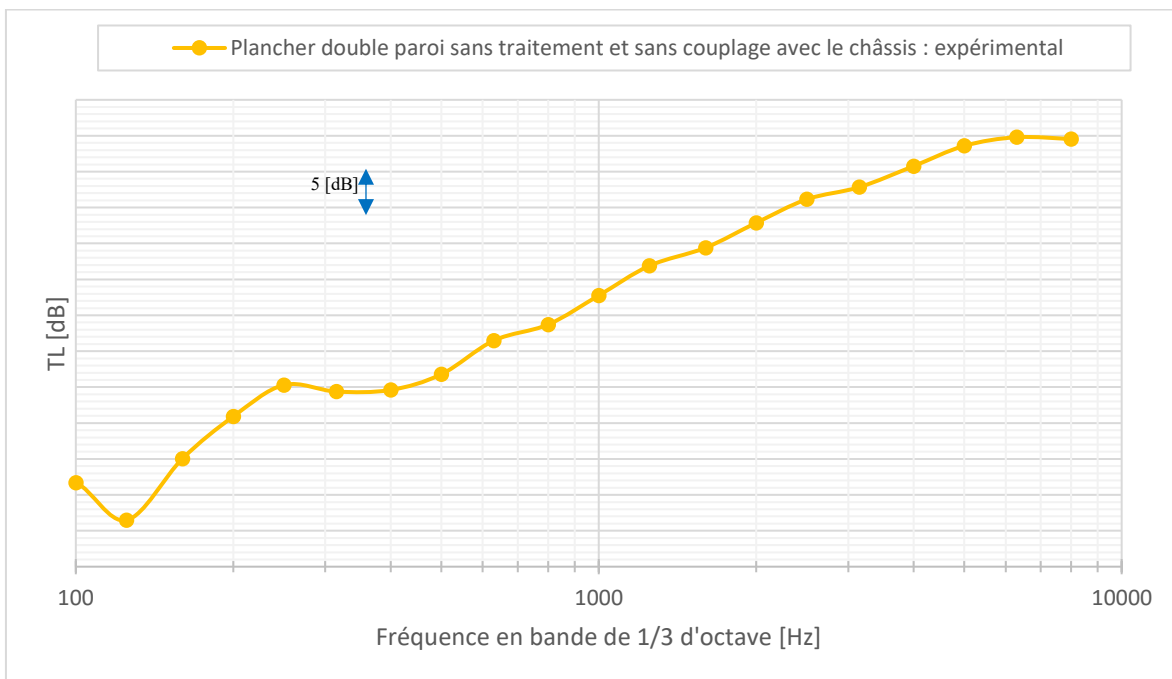


Figure 3-24: Perte par transmission du plancher en double paroi nu et sans couplage avec le châssis : expérimentale

Dans la bande 1/3 d'octave 125 Hz, on observe une chute importante du TL. Ce résultat reflète bien la nature du problème double paroi. En effet, cette fréquence s'appelle la fréquence de respiration. C'est à cette fréquence où les deux parois du système commencent à se déplacer en phase. On estime analytiquement la fréquence de respiration  $f_0 = 115$  Hz en utilisant l'équation (3.4).

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c_0^2 (\rho_{s2} + \rho_{s4})}{\rho_{s2} \rho_{s4} d}} \quad (3.4)$$

Après la fréquence de respiration prédite par le modèle numérique dans la bande 125 Hz, on observe une pente de +18 dB/octave. Au-delà de 500 Hz, on observe une pente de +12 dB/octave. Cette diminution est expliquée par Lesueur [7] par le fait que les modes de résonance interne de la cavité engendrent des atténuations importantes dans la perte par transmission dans cette plage de fréquence.

Dans la mesure précédente, la plaque protectrice du châssis a été montée de façon à éviter le lien mécanique entre celle-ci et le châssis. Une autre mesure de la perte par transmission est faite, mais cette fois-ci, on fixe la plaque protectrice sur châssis de manière rigide en utilisant des vis. Le but est de voir l'effet des liens solidiens sur la transmission acoustique de la double paroi. La figure (3-25) compare les résultats de mesures du TL dans les deux cas : soit lorsque la plaque protectrice n'est pas couplée avec le châssis et le cas inverse.

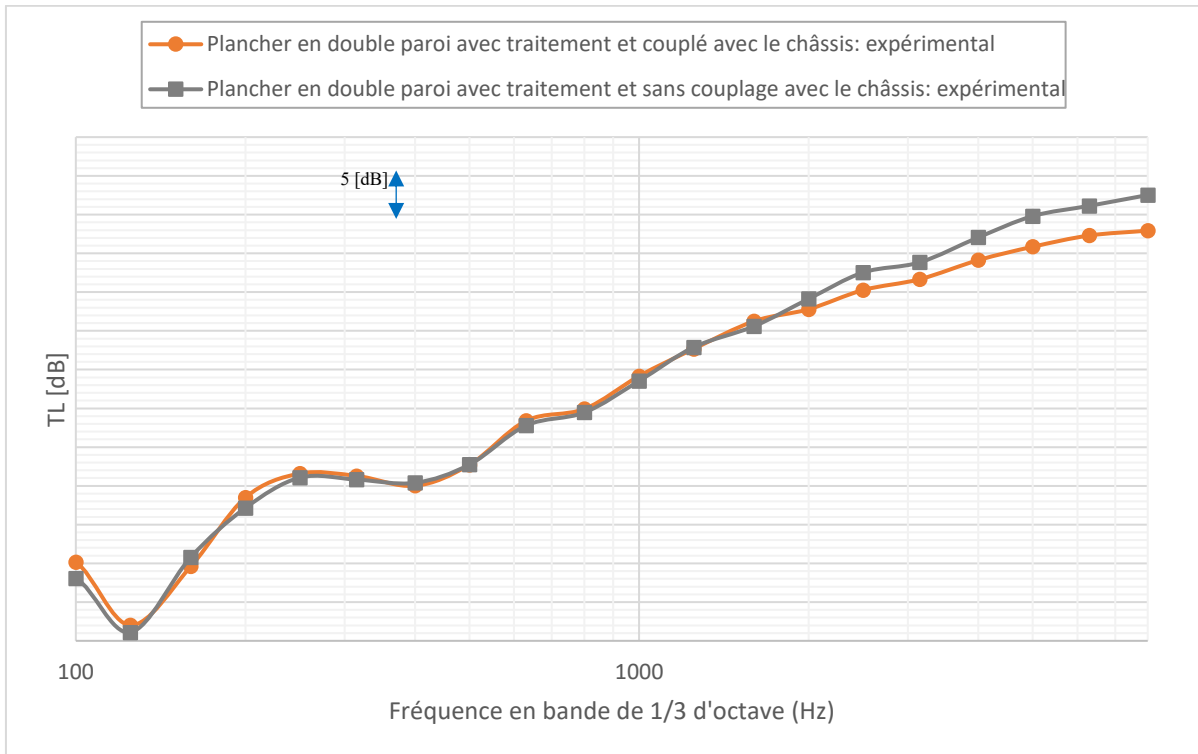


Figure 3-25: Comparaison entre la perte par transmission du plancher en double paroi nu sans et avec couplage avec le châssis : expérimentale



On constate que l'effet de couplage avec le châssis commence à partir de 1600 Hz. En effet, on observe une diminution de la perte par transmission lorsqu'on couple la plaque protectrice avec le châssis, à partir de cette fréquence. Ce résultat est très important et confirme les conséquences de lier les deux parois à travers un lien mécanique.

Cependant, dans notre modélisation numérique SEA, on ne tient pas compte de ces liens mécaniques entre les deux parois. De ce fait, une modélisation numérique complète des deux parois SEA couplées au châssis FE sera présentée dans le chapitre suivant. Une autre méthode de calcul numérique sera adoptée. Le but est de prédire numériquement l'effet du couplage avec le châssis et étudier son influence sur les résultats de calcul de TL.

Par ailleurs, en évitant les liens mécaniques présents entre les deux parois, on procède à appliquer un absorbant dans les deux cavités gauche et droite. On place 0.05 m de laine de roche. (voir figure (3-26))



Figure 3-26: Plancher en double paroi avec 0.05 m de la laine de roche dans les cavités gauche et droite

Le but est de valider les prédictions du modèle numérique du système tout en appliquant le même traitement acoustique utilisé dans cette mesure expérimentale. La figure (3-27) illustre les résultats obtenus. On note que la plaque protectrice est montée avec du velcro d'où l'absence du couplage mécanique avec le châssis.

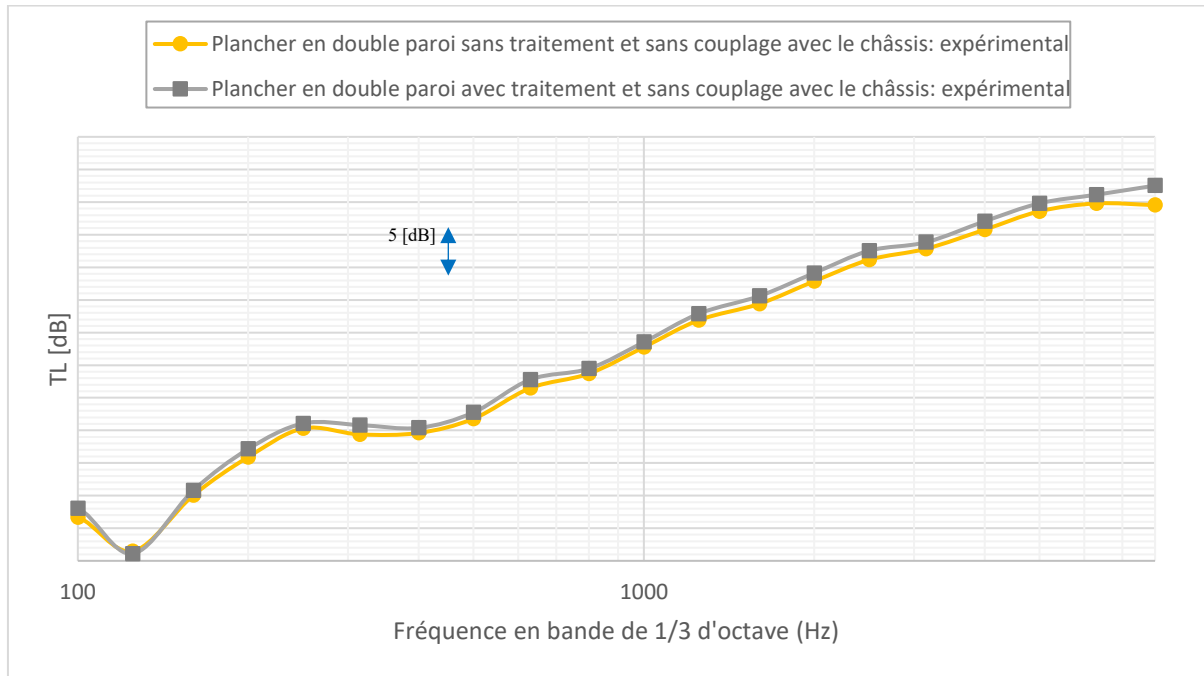


Figure 3-27: Comparaison entre la perte par transmission du plancher en double paroi non couplé avec le châssis : sans traitement VS avec traitement

On constate que le TL du système traité garde la même allure du TL de la double paroi sans traitement acoustique. Toutefois, on observe une légère augmentation, de 1.5 à 2 dB à partir de 200 Hz, de la perte par transmission en comparant avec le modèle nu.

### 3.2.3. Validation expérimentale du modèle numérique

L'objectif est de valider les prédictions du modèle SEA de la double paroi. Tout d'abord, on alimente le modèle SEA de la plaque protectrice aussi bien que les cavités intermédiaires de la double paroi avec les résultats de mesures de leurs amortissements. Puis, on compare les résultats numériques avec les résultats de mesures expérimentaux présentés dans le paragraphe précédent de la perte par transmission avec et sans traitements acoustiques.

#### - Validation expérimentale du modèle numérique sans traitement acoustique

On compare dans la figure (3-28) les prédictions numériques SEA de la perte par transmission avec les résultats de mesures du modèle double paroi sans traitement acoustique.

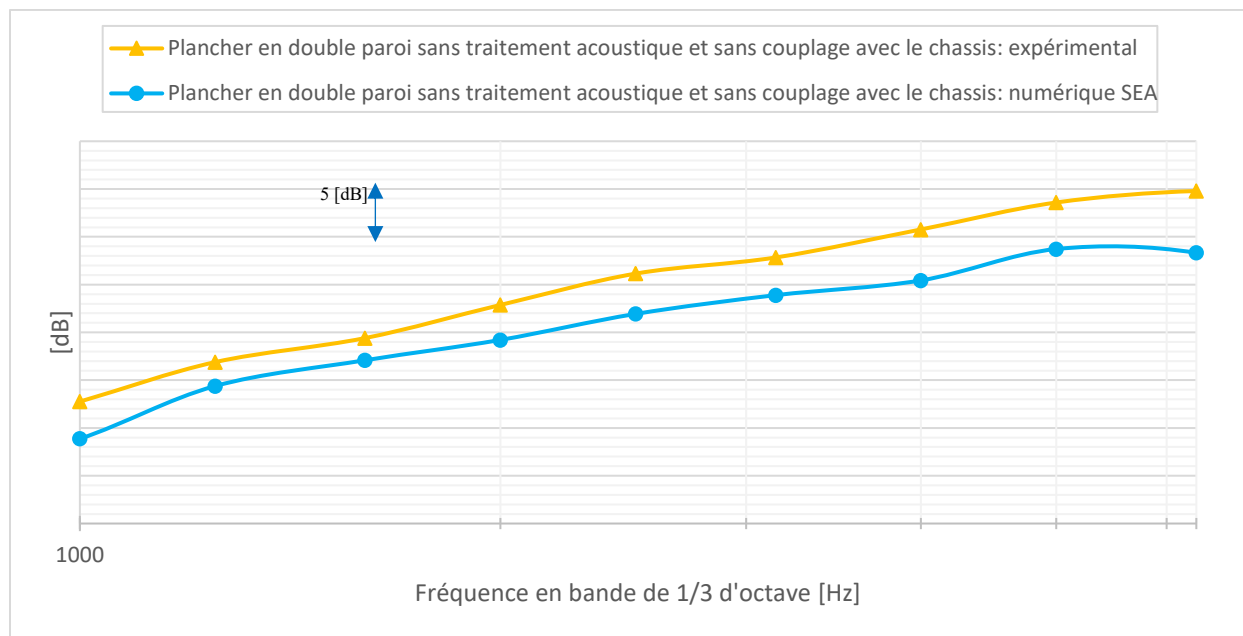


Figure 3-28: Comparaison des résultats numérique SEA VS expérimental de la perte par transmission du plancher en double paroi sans traitement acoustique et sans couplage avec le châssis

Les résultats, illustrés par la figure ci-haut, sont présentés dans la bande [1 - 6.3] kHz. C'est dans cette plage fréquentielle que le modèle satisfait les hypothèses de la SEA.

La figure montre que les prédictions du TL numériques ont les mêmes tendances que le résultat du TL expérimental. Cependant, on observe une différence de -2 à -4 dB par rapport au résultat de mesure. A priori, les causes principales de ces écarts sont liées aux incertitudes dans la mesure des DLF(s) acoustiques des cavités.

### **Validation expérimentale du modèle numérique avec traitements acoustiques**

Dans le paragraphe suivant, on procède à valider le modèle SEA avec traitement acoustique. On traite, sous VA One, les cavités acoustiques intermédiaires de la double paroi avec 0.05 m de laine de roche. Les propriétés physiques du traitement introduit au logiciel de simulation ont été présentées dans le tableau (3-3) de la section 3.1.3.

On compare dans la figure (3-29) les prédictions numériques avec les résultats expérimentaux dans la bande [1 - 6.3] kHz.

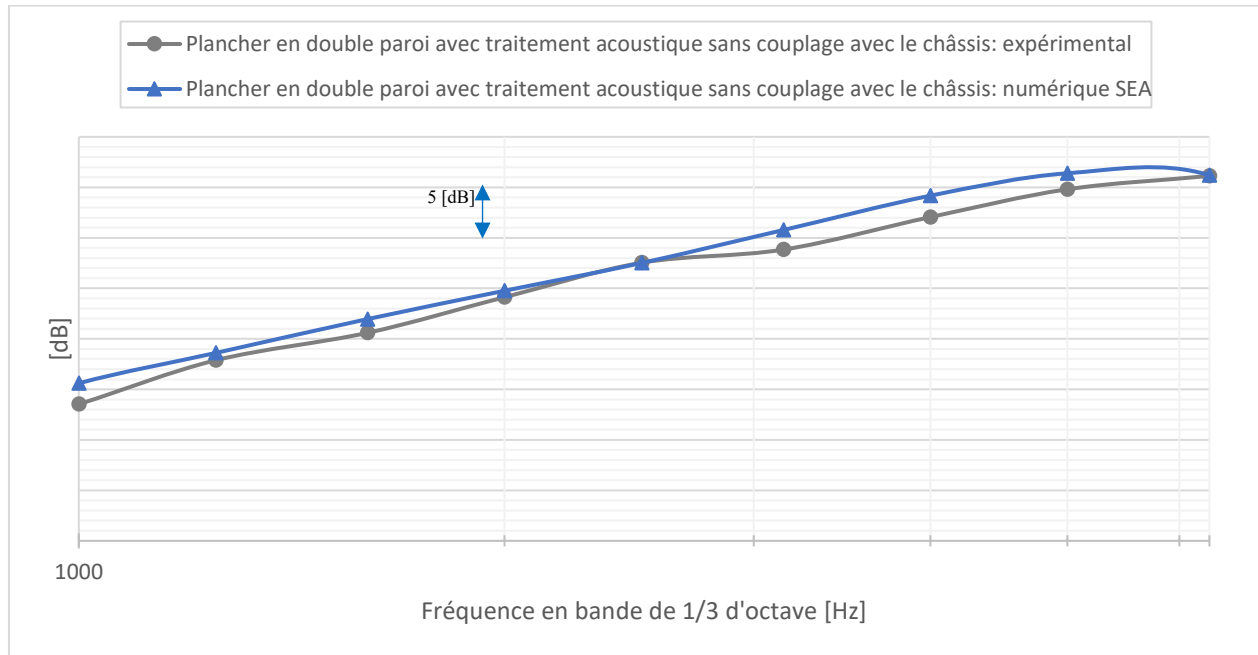


Figure 3-29: Comparaison des résultats numérique SEA VS expérimental de la perte par transmission du plancher en double paroi avec traitement acoustique et sans couplage avec le châssis

Les courbes montrent une bonne corrélation entre le modèle numérique et le résultat expérimental. Le modèle numérique SEA de la double paroi avec traitement acoustique dans les cavités prédit correctement la perte par transmission sur toute la bande fréquentielle d'étude. Ce résultat nous confirme alors l'incertitude prévue dans les mesures des DLF(s) des cavités. C'est la laine de roche qui contrôle maintenant l'amortissement dans les cavités.

# CHAPITRE 4

## Développement et validation expérimentale des modèles numériques FE/SEA hybride du plancher en simple et double paroi

### **4.1. Développement et validation expérimentale du modèle numérique hybride FE/SEA du plancher en simple paroi couplé avec le châssis**

Dans cette section, on développe un modèle numérique hybride FE/SEA, moyennes fréquences, du plancher en simple paroi couplé avec le châssis sous le logiciel de simulation numérique VA one. Ce modèle est conçu afin d'être capable de: (i) prédire la perte par transmission de la structure couplée avec le châssis (ii) prédire l'effet de couplage du plancher avec le châssis sur la perte par transmission et (iii) tester des traitements acoustiques et/ou vibratoires dans le but de réduire la transmission sonore du bruit à travers la structure en question. Des mesures expérimentales ont été réalisées afin d'alimenter le modèle numérique et de valider expérimentalement les prédictions numériques du modèle.

#### **4.1.1. Description du modèle hybride FE/SEA du plancher en simple paroi couplé avec le châssis**

On procède à la modélisation du modèle hybride du plancher en simple paroi couplé avec le châssis. On garde le même modèle SEA du plancher, présenté dans la section 3.1.1, tout en mettant à jour la valeur du DLF expérimental du plancher couplé avec le châssis. On présente ces mesures dans la section suivante. On s'intéresse à la partie du châssis sur laquelle le plancher ainsi que la plaque protectrice sont montés. Le châssis étant un composant rigide en acier a été traité avec un modèle déterministe. Le modèle éléments finis du châssis a été développé par Walid Belgacem. On présente dans la figure ci-dessous le modèle FE du châssis.

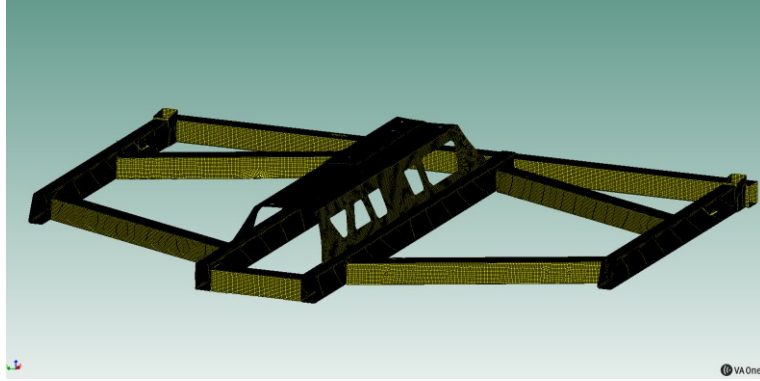


Figure 4-1: Modèle éléments finis du châssis

Le modèle éléments finis du châssis est composé de 5 modèles FE connectés via des jonctions éléments finis sous VA one. Le maillage est établi sous HyperMesh et contient 201108 nœuds. Les éléments sont de type quadrilatéral et triangulaire de premier ordre (QUAD4, TRIA3). Le solveur éléments finis a été utilisé pour extraire 1989 modes de 50 Hz jusqu'à 8 kHz. On résume les propriétés physiques du châssis dans le tableau ci-dessous.

Tableau 4-1: Propriétés physiques du châssis

<b>Module de Young [GPa]</b>	200
<b>Masse volumique [<math>\text{kg/m}^3</math>]</b>	7890
<b>Coefficient de Poisson</b>	0,3
<b>DLF [%]</b>	0.1

Le plancher est fixé sur les 14 points d'ancrage sur le châssis. On représente ces connexions numériquement avec des jonctions hybrides FE/SEA qui couplent le modèle SEA du plancher avec le modèle FE du châssis à travers les points d'ancrage. Des conditions aux limites d'encastres sont associées dans ces points de connexions. Les jonctions hybrides sont présentées en bleu foncé dans la figure (4-2).

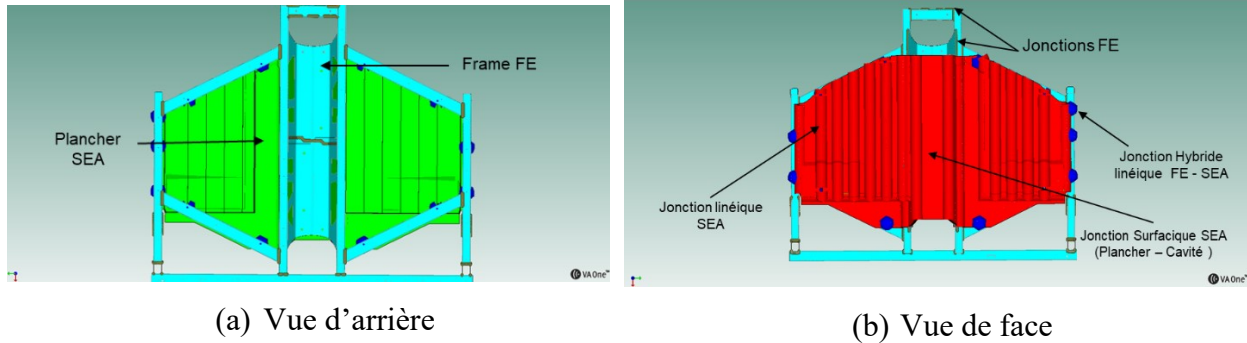


Figure 4-2: Modèle hybride FE/SEA du plancher en simple paroi couplé avec le châssis

Ensuite, on connecte les sous-systèmes structuraux aux deux cavités acoustiques SEA : soit les cavités d'excitation et de réception via des jonctions SEA surfaciques, comme présenté dans la figure (4-3). On applique un champ acoustique diffus dans la cavité d'excitation.

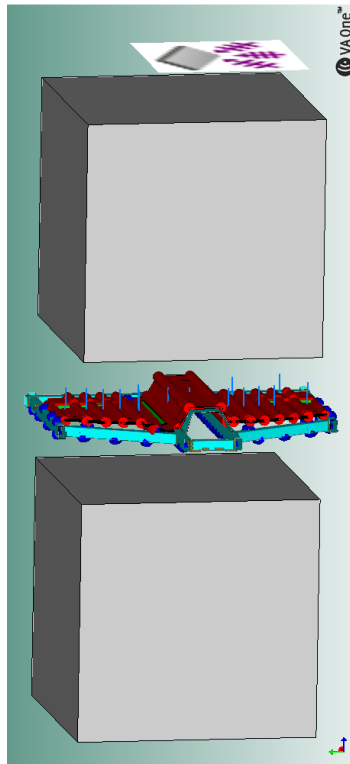


Figure 4-3: Modèle hybride FE/SEA du plancher en simple paroi connecté à deux cavités SEA dont une est excitée par un DAF

Dans cette section une modélisation hybride du plancher en SEA couplé au châssis en éléments finis a été présentée. La modélisation numérique du problème étant accomplie, on procède alors à mesurer expérimentalement le facteur de perte par amortissement du plancher couplé au châssis

afin d'alimenter le modèle. On sera capable par la suite de valider les prédictions numériques du TL avec les résultats des mesures.

#### 4.1.2. Mesures expérimentales des indicateurs vibroacoustiques

##### - Mesure des facteurs de perte par amortissement structural du plancher avec le châssis

On mesure l'amortissement structural du plancher couplé au châssis par le biais de la méthode de décroissance temporelle. La mesure a été moyennée et traitée avec la même méthodologie et étapes décrites précédemment dans la section 3.2.2. En effet, on procède à réévaluer le facteur d'amortissement structural vu que le plancher est maintenant encastré sur le châssis dans 14 points d'ancrage.

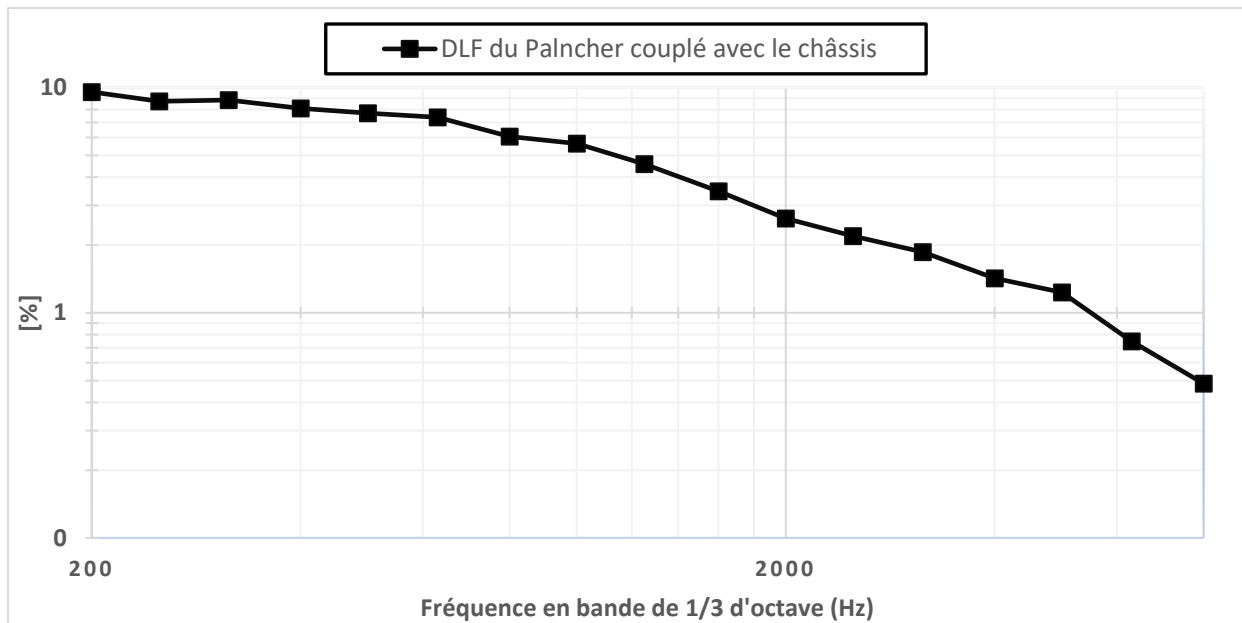


Figure 4-4: DLF du plancher couplé avec le châssis en fonction de la fréquence

La figure (4-4) illustre le facteur d'amortissement structural du plancher couplé au châssis sur la bande 200 Hz à 8 kHz. La courbe montre que le DLF de la structure décroît en fonction de la fréquence. On alimente par la suite le modèle numérique avec ces résultats.

##### - Développer une cartographie de l'intensité acoustique du plancher en simple paroi avec le châssis

Dans le but de s'assurer que le montage de mesure de la perte par transmission du plancher couplé avec le châssis est bien établi, une cartographie de l'intensité sonore a été réalisée. La vérification de l'absence de toute fuite possible dans le montage est critique dans la mesure du TL, que ce soit



des fuites dans les bords du montage de la structure ou des fuites liées à des imperfections possibles dans les parois de la fenêtre adjacente à la structure. En effet, la présence de ces chemins aériens secondaires court-circuite la transmission du son à travers la structure. On présente dans la figure (4-5) le montage adopté.

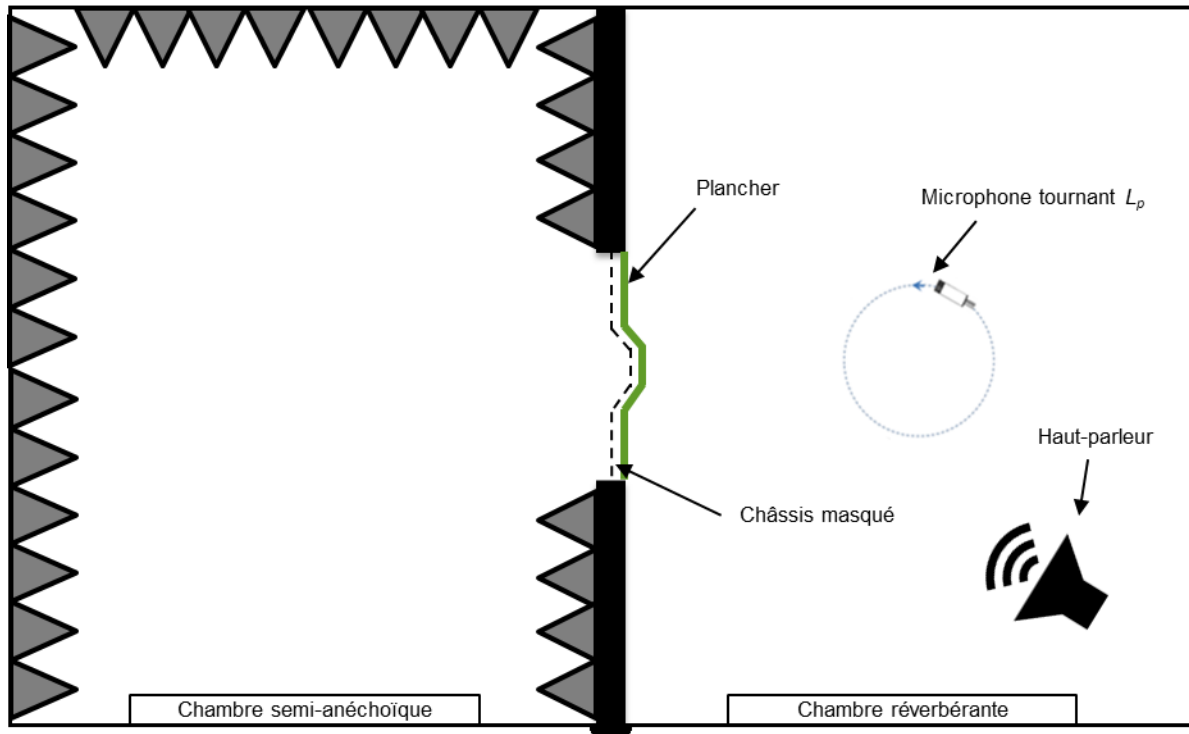


Figure 4-5: Mesure de la perte par transmission du plancher couplé avec le châssis avec la méthode intensimétrique

Le plancher couplé au châssis est placé entre la chambre semi-anéchoïque et la chambre réverbérante du GAUS. La cartographie 2D de l'intensité acoustique est réalisée à l'aide d'un robot de translation X-Y. Celui-ci est placé en face de la fenêtre de transmission dans le côté semi-anéchoïque. De plus, on place une sonde d'intensité sur le bras du robot de façon à assurer une distance de 6 cm entre le micro de la sonde et la structure.

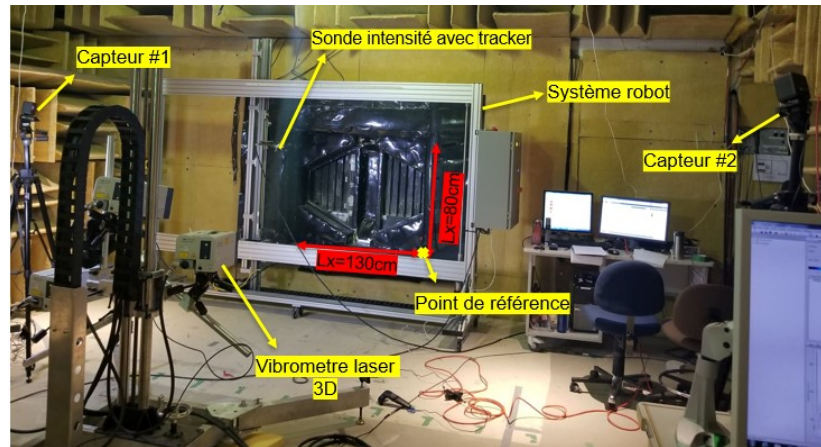


Figure 4-6: Installation du robot de translation X-Y dans la chambre semi-anéchoïque

Par la suite, on effectue un maillage fictif pour le scan. Les dimensions du plan 2D du scan est de (1.3 m \* 0.8 m). Le maillage attribué au scan est quadratique de (0.05 m \* 0.05 m), soit 567 nœuds.

Le processus du scan avec la sonde d'intensité est automatisé grâce au cycle de balayage rapide qu'on définit pour le robot. On attribue l'intensité mesurée aux coordonnées du nœud respectif grâce à un système de suivi qui utilise la technique de réalité virtuelle VR. Ce système est synchronisé au système du robot grâce à une carte Arduino qui enregistre la période nécessaire pour l'acquisition des données de mesure dans chaque nœud une fois la mesure démarrée.

Par ailleurs, un champ acoustique diffus large bande est généré dans la chambre réverbérante à l'aide d'un haut-parleur placé dans cette chambre. Ainsi, un microphone tournant mesure le niveau de pression sonore par bande de 1/3 d'octave dans la chambre d'excitation. Simultanément, on lance le scan automatique de l'intensité sonore du côté semi-anéchoïque. Le post traitement des résultats est exécuté grâce au code Matlab développé par Walid Belgacem.

Afin de donner une contribution uniforme de l'intensité par rapport aux excitations, on normalise les intensités dans chaque point par rapport à la puissance injectée (le SPL dans la chambre réverbérante). On présente dans la figure (4-7) les cartographies d'intensité des deux maillages moyennés dans chaque bande de tiers octave [1000 Hz – 5000 Hz].

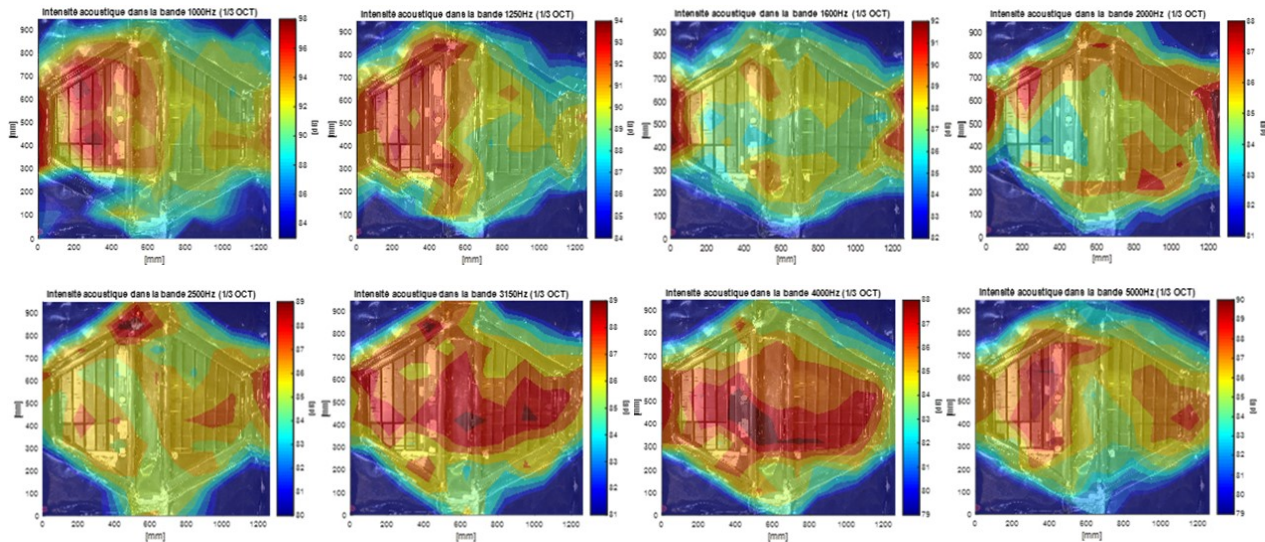


Figure 4-7: Cartographie de l'intensité sonore transmise par le plancher dans la bande 1/3 d'octave [1 kHz – 5 kHz]

Dans les bandes 1000 Hz et 1250 Hz, on observe clairement que la partie gauche du plancher (**côté passager**) rayonne le plus. Cela est expliqué par l'asymétrie géométrique et la rigidité de la structure dans ce côté de la structure. En effet, cette zone est plus rigidifiée avec les raidisseurs que la partie droite.

De 1600 Hz à 5000 Hz, on constate que la répartition de l'intensité sonore n'est plus concentrée dans une zone en particulier. Ceci confirme l'absence des fuites acoustiques possibles qui peuvent être concentrées dans une partie du montage sur des bandes de fréquences successives.

#### - Mesure de la perte par transmission du plancher en simple paroi avec le châssis

On mesure la perte par transmission du plancher en simple paroi couplé avec le châssis. La méthode d'intensimétrie est adoptée. Le montage, étant le même que celui utilisé dans la détermination de la cartographie d'intensité sonore, est présenté dans la figure (4-5). Cependant, dans cette mesure on effectue le scan d'intensité sonore manuellement. on utilise la même méthodologie présentée dans la mesure de la simple paroi décrite dans la section 3.1.2. du chapitre 3. On illustre dans la figure (4-8) les résultats de la mesure du TL obtenu dans la bande 1000 à 8000 Hz.

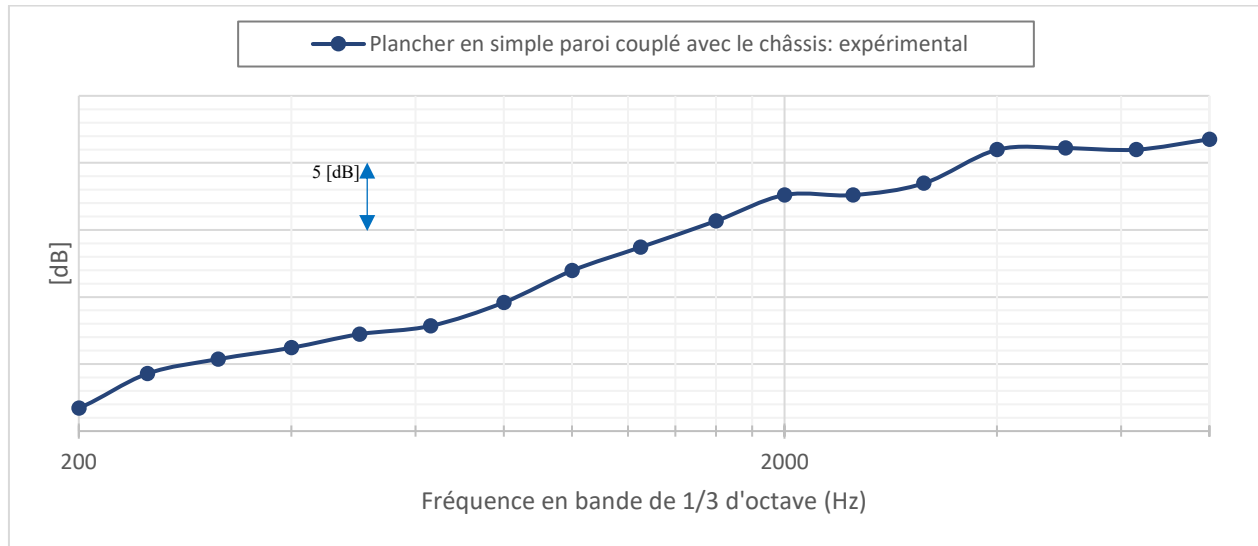


Figure 4-8: Perte par transmission du plancher en simple paroi nu couplé avec le châssis: expérimentale

Les résultats obtenus montrent les mêmes allures et tendances que les résultats de mesures du plancher seul sans couplage avec le châssis. Toutefois, une légère augmentation de niveau de la perte par transmission est observée surtout en hautes fréquences à cause des sévères mesures d'étanchéités apportées sur le montage. L'effet de couplage avec le châssis sera probablement plus clair dans le cas de la double paroi en tenant compte des liens mécaniques ajoutés et leurs effets sur le TL.

#### 4.1.3. Validation expérimentale du modèle numérique

Le modèle numérique SEA du plancher a été mis à jour avec la nouvelle mesure du DLF qui tient compte du fait que le plancher est encastré sur le châssis. De plus, des propriétés d'acier standard ainsi qu'un DLF de 0.1 % sur toute la bande fréquentielle sont utilisées pour le modèle FE du châssis. On compare, ensuite, les résultats de prédictions numériques du modèle hybride et les résultats des mesures expérimentales de la simple paroi couplée avec le châssis. (voir figure 4-9)

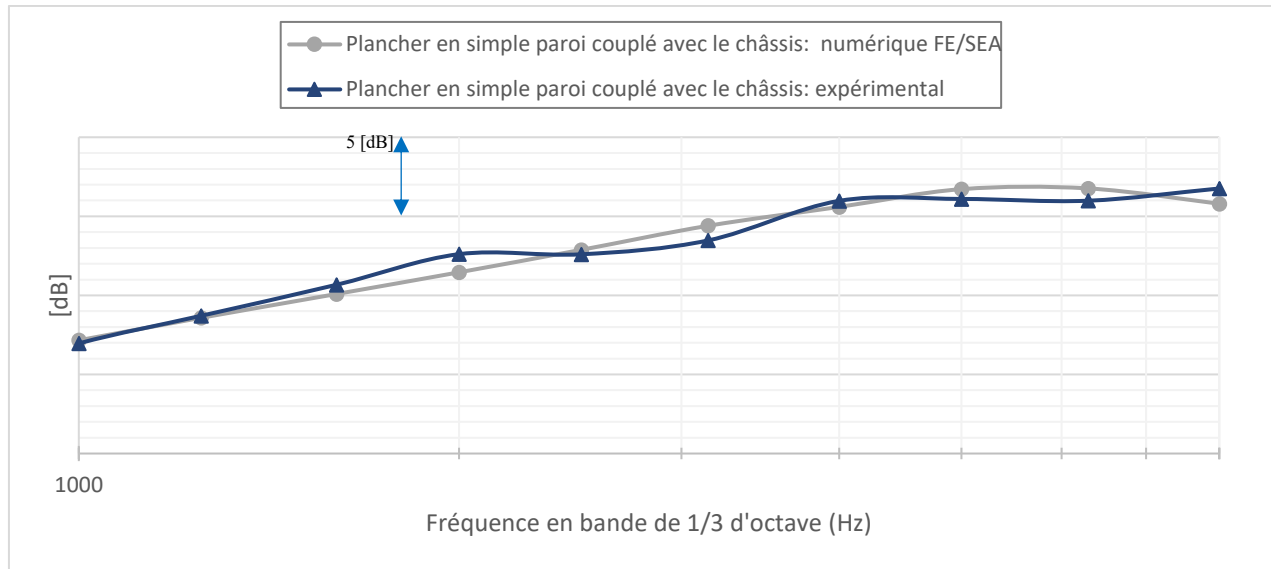


Figure 4-9: Perte par transmission du plancher en simple paroi nu couplé avec le châssis: numérique FE/SEA VS expérimentale

On constate que le modèle numérique prédit correctement les résultats expérimentaux. Une pente de + 6 dB par octave est présente jusqu'à 5000 Hz. C'est dans cette zone où la loi de masse contrôle la transmission de bruit. Toutefois, au-delà 5000 Hz, on observe une diminution de cette pente croissante. Cette réduction est traduite par le fait qu'on se rapproche probablement de la fréquence de coïncidence de la structure.

## 4.2. Développement et validation expérimentale du modèle numérique hybride FE/SEA du plancher en double paroi couplé avec le châssis

On présente, dans cette partie, la modélisation ainsi que la validation expérimentale du modèle numérique hybride du plancher et de la plaque protectrice en double paroi couplés au châssis. Les objectifs sont :

- (i) Prédire numériquement l'effet du couplage mécanique des deux parois à travers le châssis sur les résultats de la perte par transmission.
- (ii) Valider les prédictions numériques du modèle hybride avec et sans traitement acoustique.

#### 4.2.1. Description du modèle hybride FE/SEA du plancher en double paroi couplé avec le châssis

Le modèle hybride FE/SEA est composé du plancher et la plaque protectrice du châssis en SEA couplés avec le châssis en FE. Ici on prend le modèle introduit dans la section 4.1.1. de ce chapitre, et on assemble le modèle SEA de la plaque protectrice sur le châssis en FE via des jonctions hybrides qui couplent les deux méthodologies de modélisation adoptées. (voir figure 4-10)

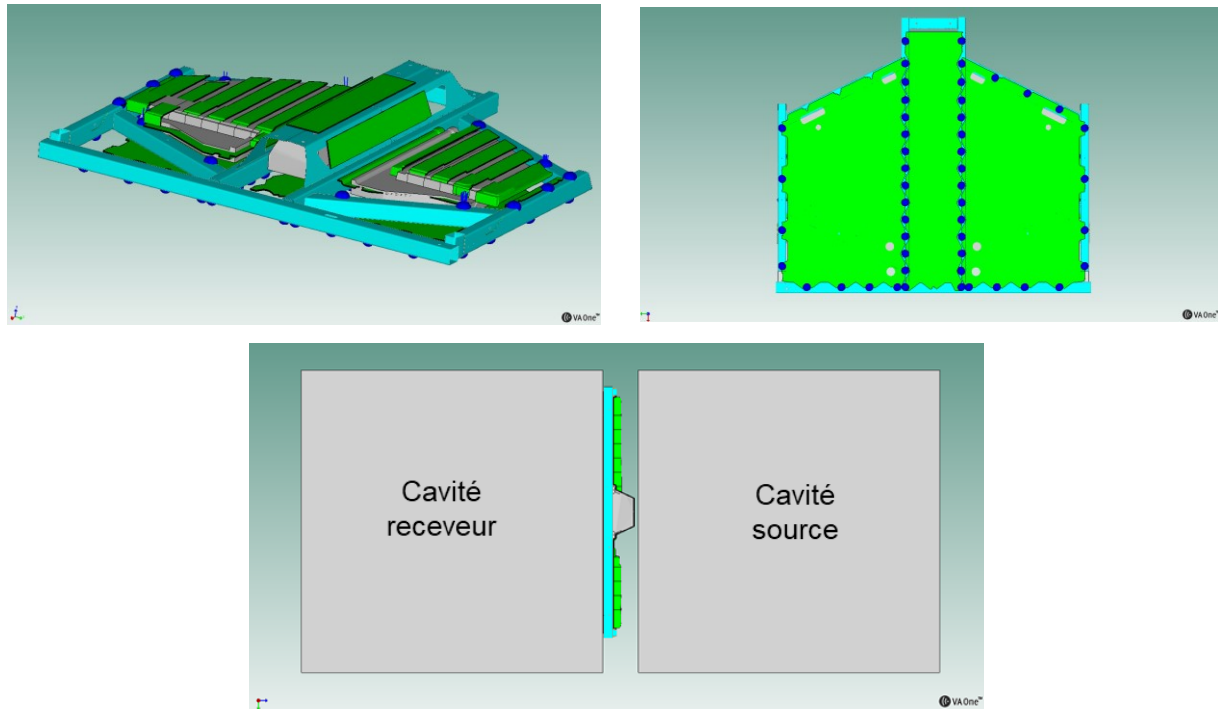


Figure 4-10: Modèle hybride FE/SEA du plancher en double paroi couplé avec le châssis

Ensuite, on connecte les sous-systèmes structuraux aux deux cavités acoustiques SEA, d'excitation et de réception, à travers des jonctions SEA surfaciques.

#### 4.2.2. Mesures expérimentales des indicateurs vibroacoustiques

Étant donné que la mesure du TL du système sans traitement acoustique et avec couplage mécanique a été introduite dans la section 3.2., on s'intéresse alors qu'à la description de la mesure de la perte par transmission de la double paroi couplée avec le châssis tout en appliquant un absorbant à l'intérieur des cavités intermédiaires.



- **Mesure de la perte par transmission du plancher en double paroi couplé avec le châssis avec traitement acoustique**

On rappelle que la mesure de la perte par transmission de la double paroi couplée avec le châssis a été réalisée par la méthode de l'intensimétrie.

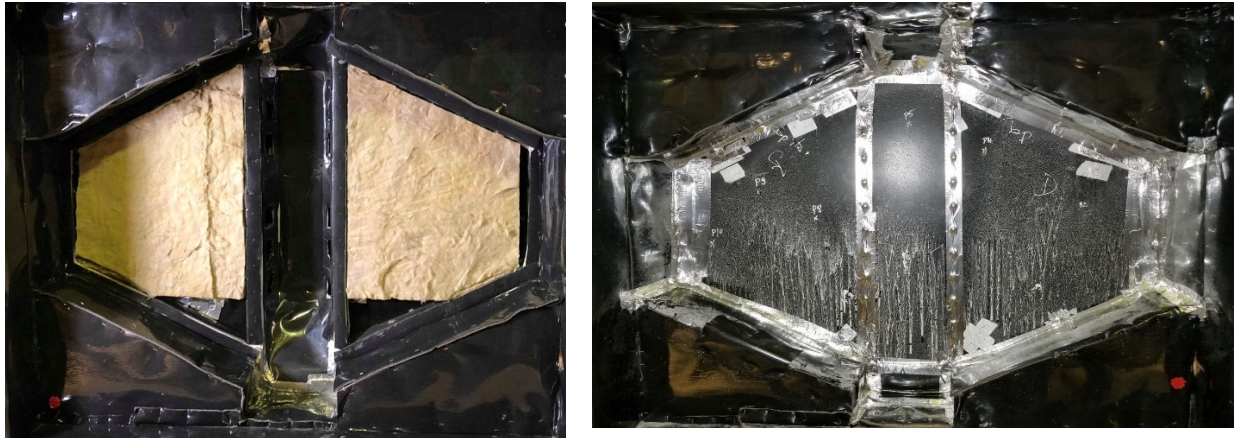


Figure 4-11: Plancher en double paroi couplé avec le châssis avec 0.05 m de la laine de roche dans les cavités gauche et droite

On procède tout d'abord à placer 0.05 m de laine de roche à l'intérieur des cavités intermédiaires du côté conducteur et passager (gauche et droite). Puis, on encastre la plaque protectrice sur le châssis à l'aide des vis de fixation. Ainsi, il est important de s'assurer que tous les bords et les points de connexions sont suffisamment étanches afin d'annuler toutes fuites acoustiques possibles à travers la double paroi. Le montage est illustré sur la figure (4-11).

On compare dans la figure (4-12) le résultat de cette mesure avec le résultat de mesure du même système, mais sans traitement acoustique.

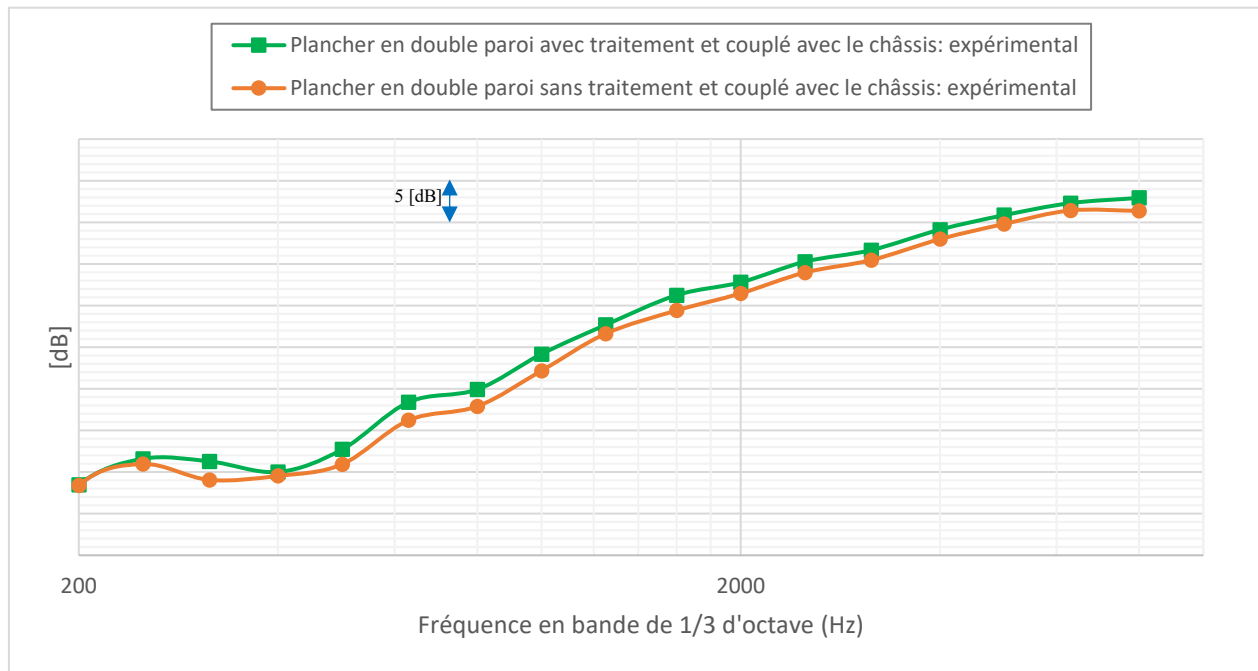


Figure 4-12: Comparaison des résultats expérimentaux de la perte par transmission du plancher en double paroi couplé avec le châssis sans et avec traitement acoustique

On constate que même en ajoutant une quantité importante d'absorption dans les cavités intermédiaires, les résultats de TL en hautes fréquences ne s'améliorent pas. On voit très bien que la présence des liens mécaniques pénalise la perte par transmission en ajoutant un lien solidien secondaire de transmission de bruit, ce qui court-circuite les traitements appliqués au système [35].

### 4.2.3. Validation expérimentale du modèle numérique

Afin de valider les prédictions du modèle hybride FE/SEA de la double paroi, on procède à comparer les résultats numériques avec les résultats des mesures expérimentales de la perte par transmission avec et sans traitements acoustiques.

#### - Validation expérimentale du modèle numérique sans traitements acoustiques

On compare les prédictions numériques hybrides de la perte par transmission avec les résultats des mesures du modèle double paroi sans traitement acoustique couplée avec le châssis, sur la figure (4-13).



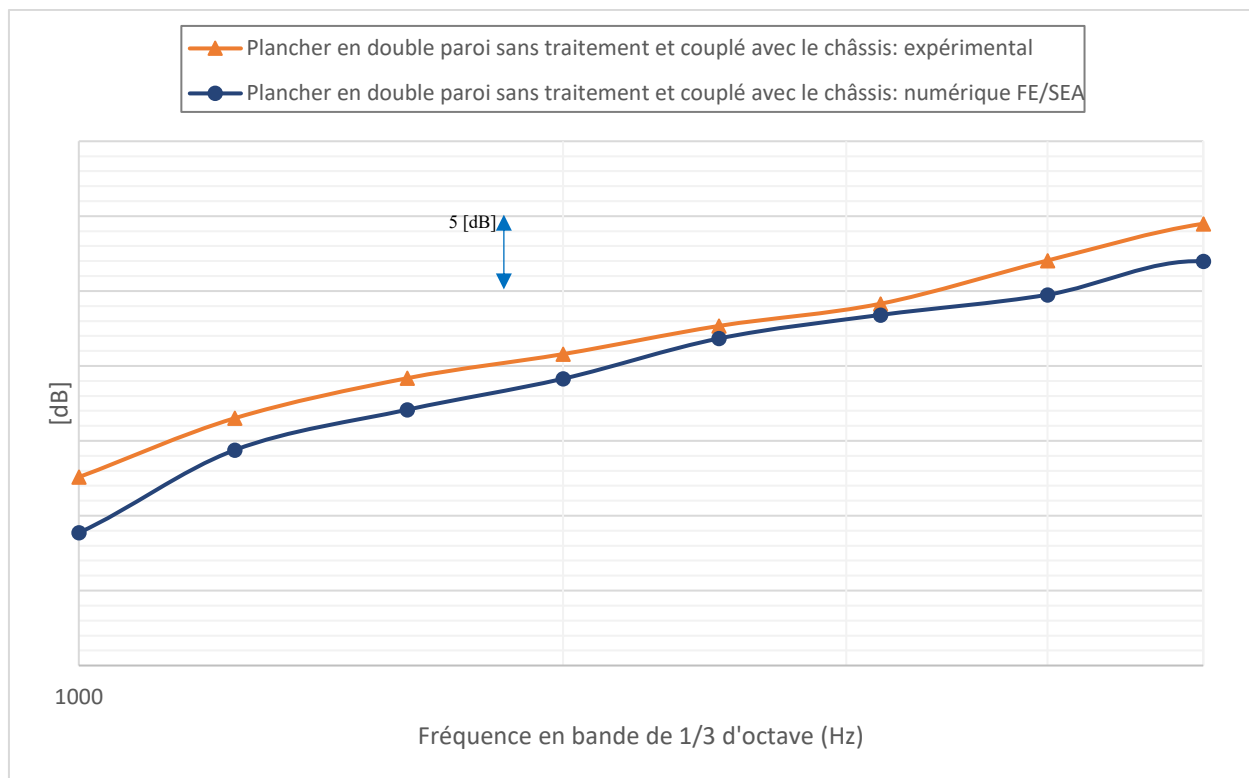


Figure 4-13: Comparaison des résultats numérique FE/SEA et expérimental de la perte par transmission du plancher en double paroi sans traitement acoustique et couplé avec le châssis

La figure montre que les prédictions du TL numériques, sur la bande [1 5] kHz, ont les mêmes tendances que le résultat du TL expérimental. Cependant, on observe une différence de -1 à -3 dB par rapport au résultat de mesure. En effet, comme on a déjà vu dans la section 3.2.3 du chapitre précédent, les causes principales de ces écarts sont liées aux incertitudes dans la mesure des DLF(s) acoustiques des cavités.

#### - **Validation expérimentale du modèle numérique avec traitements acoustiques**

Sous VA One, on applique 0.05 m de laine de roche dans les cavités acoustiques intermédiaires concernées de la double paroi (gauche et droite). Les propriétés physiques du traitement appliqué ont été présentées dans le tableau (3-3) de la section 3.1.3. La comparaison entre les prédictions numériques et les résultats expérimentaux est illustrée sur la figure (4-14).

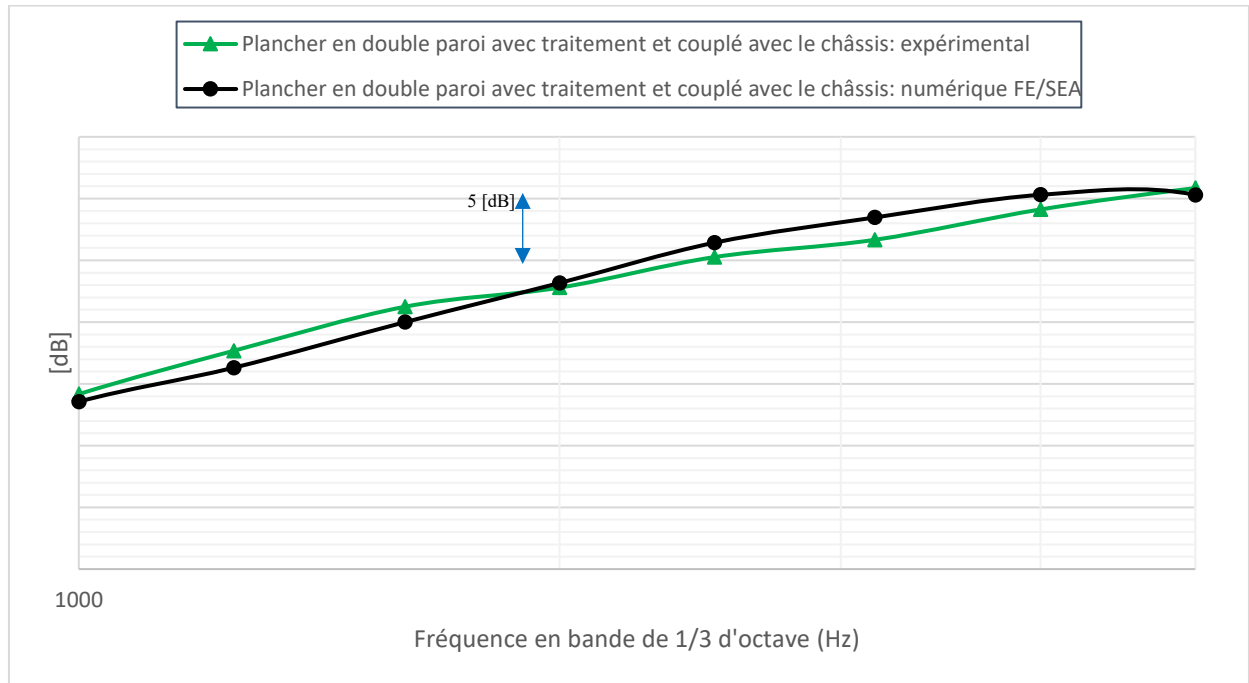


Figure 4-14: Comparaison des résultats numérique FE/SEA et expérimental de la perte par transmission du plancher en double paroi avec traitement acoustique et couplé avec le châssis

On constate que les résultats numériques concordent bien avec les résultats expérimentaux. Le modèle numérique hybride FE/SEA de la double paroi avec traitement acoustique dans les cavités prédit correctement la perte par transmission sur toute la bande fréquentielle d'étude; 1000 Hz – 5000 Hz.

### 4.3. Identification des pistes d'amélioration du comportement vibroacoustique du plancher en double paroi.

Dans cette section, on se base sur les résultats expérimentaux présentés dans ce chapitre afin d'identifier une piste d'amélioration du comportement vibroacoustique du plancher en double paroi. Plus spécifiquement, on s'intéresse à améliorer la perte par transmission de la double paroi. Des comparaisons, en termes de la perte par insertion, entre l'ajout des traitements acoustiques et/ou l'annulation des liens solidiens qui relient les deux parois seront établies.

Tout d'abord, on commence par définir le terme « perte par insertion »  $IL$ . En effet, c'est la différence en dB entre la perte par transmission évaluée après avoir appliqué un traitement et/ou une procédure de contrôle du bruit ( $TL_{traité}$ ), et la perte par transmission du système à son état initial

(sans modification,  $TL_{nu}$ ). Notamment, ce terme quantifie la réduction du bruit après avoir apporté des changements au système original. On définit la perte par insertion par l'équation (4.1) :

$$IL = TL_{traité} - TL_{nu} \quad (4.1)$$

Dans la suite, on compare les IL(s) des différentes configurations de contrôle du bruit adopté sur le système double paroi du plancher. Ces configurations sont :

- **Configuration 1** : La double paroi couplée avec le châssis avec l'ajout de 0.05 m de la laine de roche à l'intérieur des cavités intermédiaires : pour voir l'effet du traitement uniquement.
- **Configuration 2** : La double paroi sans couplage avec le châssis et sans traitement acoustique : pour voir l'effet du découplage uniquement.
- **Configuration 3** : La double paroi sans couplage avec le châssis et avec l'ajout de 0.05 m de la laine de roche à l'intérieur des cavités intermédiaires : pour voir à la fois l'effet du traitement et du découplage.

Cette comparaison est illustrée par la figure ci-dessous :

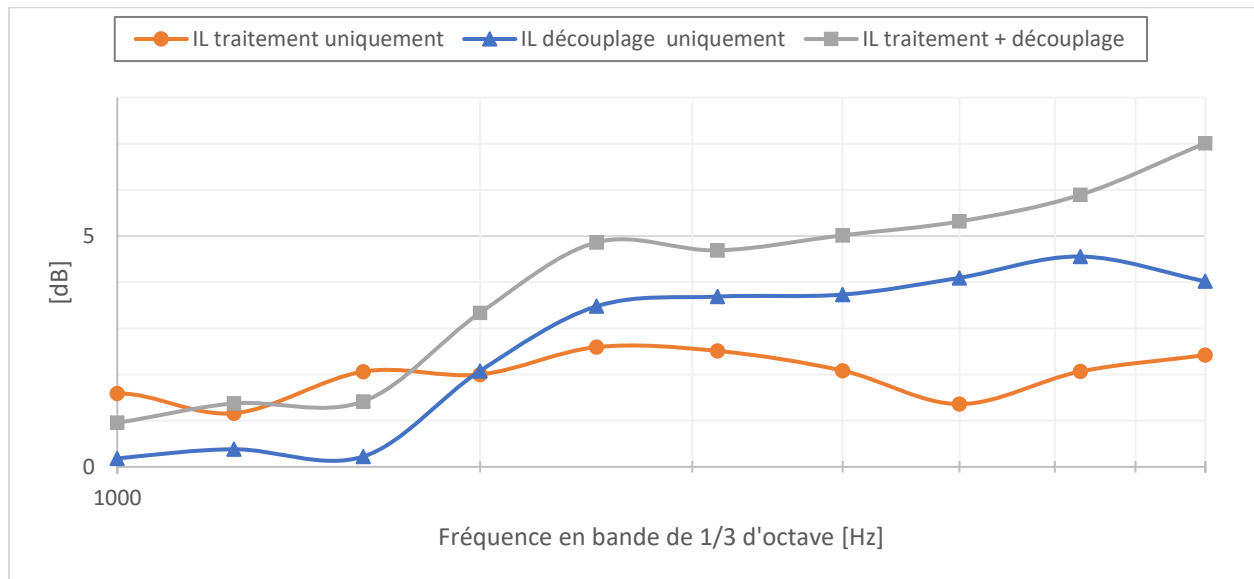


Figure 4-15: Perte par insertion des trois configurations

On observe que l'ajout du traitement acoustique en gardant les liens mécaniques qui couplent le plancher avec la plaque protectrice à travers le châssis montre un faible gain de 1 à 2.5 dB. Ce

résultat peut être interprété par le fait que les liens mécaniques existants court-circuitent l'effet des traitements appliqués. Cependant, en omettant les liens mécaniques et sans l'ajout de traitement acoustique (configuration 2), on constate qu'on obtient un gain plus important au-delà 1600 Hz de 2 dB jusqu'à plus de 4 dB à 8000 Hz. Au-delà 1600 Hz, la transmission de bruit à travers la double paroi est alors majoritairement gouvernée par les liens mécaniques qui couplent les deux parois.

Par ailleurs, si on adopte la configuration 3 qui tient compte du traitement ainsi que le découplage avec le châssis, on constate qu'on obtient un gain de 1 à 1.5 dB dans la bande 1000 Hz à 8000 Hz par rapport à la configuration 2. Cela signifie que l'annulation des liens mécaniques existants est plus efficace que l'ajout de l'absorption dans les cavités. Ce découplage engendre quant à lui des gains beaucoup plus notables en termes de réduction du bruit à travers le système.

# CHAPITRE 5

## Développement des modèles numériques SEA et FE/SEA hybride de la cabine du véhicule

Dans ce dernier chapitre, on procède aux développements numériques FE/SEA hybride et SEA de la cabine du véhicule ainsi qu'aux validations expérimentales des modèles conçus. L'objectif de ces modèles numériques est de prédire le niveau de pression acoustique (*Sound Pressure Level*, SPL) à l'intérieur de l'habitacle soumis à des excitations aériennes ou/et solidiennes dans le domaine des moyennes et hautes fréquences. Ainsi, les modèles seront utilisés par la suite afin d'identifier des pistes d'atténuations du SPL dans la cabine du véhicule. Par ailleurs, les travaux réalisés dans ce chapitre sont présentés dans deux grandes parties. La première partie porte sur le développement du modèle numérique SEA de l'habitacle et sa validation expérimentale. Ce modèle hautes fréquences sera capable de prédire le SPL à l'intérieur de la cabine soumise à des excitations aériennes. La deuxième partie porte sur le développement du modèle numérique FE/SEA hybride de la cabine qui sera capable de prédire le niveau de pression acoustique dans le domaine des moyennes fréquences suite à des excitations solidiennes.

### 5.1. Développement du modèle numérique SEA de la cabine sans couplage avec le châssis

Le modèle numérique SEA de l'habitacle du véhicule conçu dans ce travail est composé principalement du plancher en double paroi ainsi que la cloison pare-feu du véhicule. Ces composantes structurales seront ensuite soumises à des excitations aériennes réparties sur les cavités du compartiment moteur, roulements, sol et de la partie avant du véhicule. Le niveau de pression acoustique dans la cavité acoustique dans la cabine sera calculé.

#### 5.1.1. Modélisation du modèle SEA de la cloison pare-feu

La cloison pare-feu ou « *firewall* » de notre véhicule est placée à la face arrière de la cabine. C'est en arrière de la cloison pare-feu qu'on trouve le compartiment moteur du véhicule qui représente la source du bruit aérien la plus dominante. La structure a une forme géométrique complexe. Elle

est composée principalement de 3 panneaux isotropes : soit une partie supérieure, médiane et inférieure comme l'indique la figure (5-1).

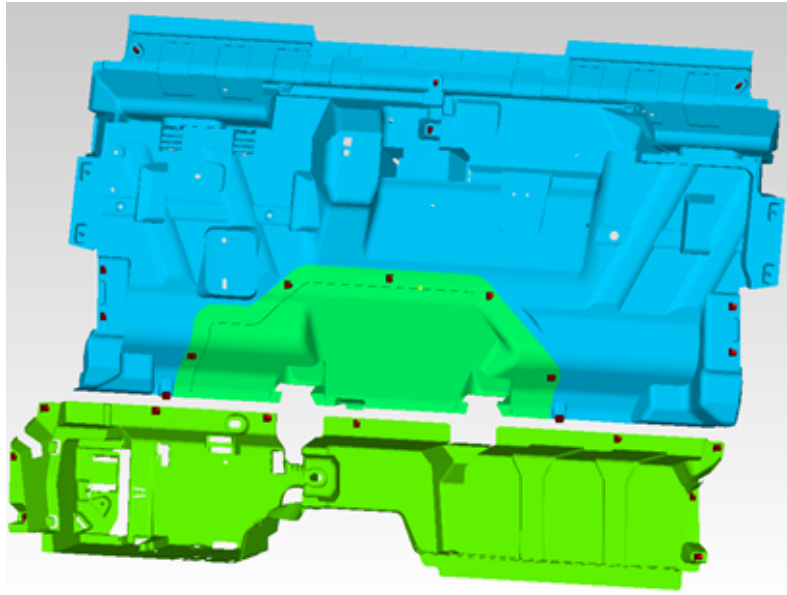


Figure 5-1: Cloison pare-feu du véhicule

On résume les propriétés physiques de la cloison pare-feu dans le tableau (5-1).

Tableau 5-1: Propriétés physiques de la cloison pare-feu

<b>Module de Young [GPa]</b>	1,418
<b>Masse volumique [kg/m<sup>3</sup>]</b>	899
<b>Coefficient de Poisson</b>	0,3
<b>Épaisseur [mm]</b>	3

Aussi, les facteurs de perte par amortissement des trois sous-structures composants le pare-feu ont été mesurés par la méthode DRM (voir figure 5-2). Ces mesures ont été réalisées par Raef Cherif, un professionnel de recherche du GAUS [36].

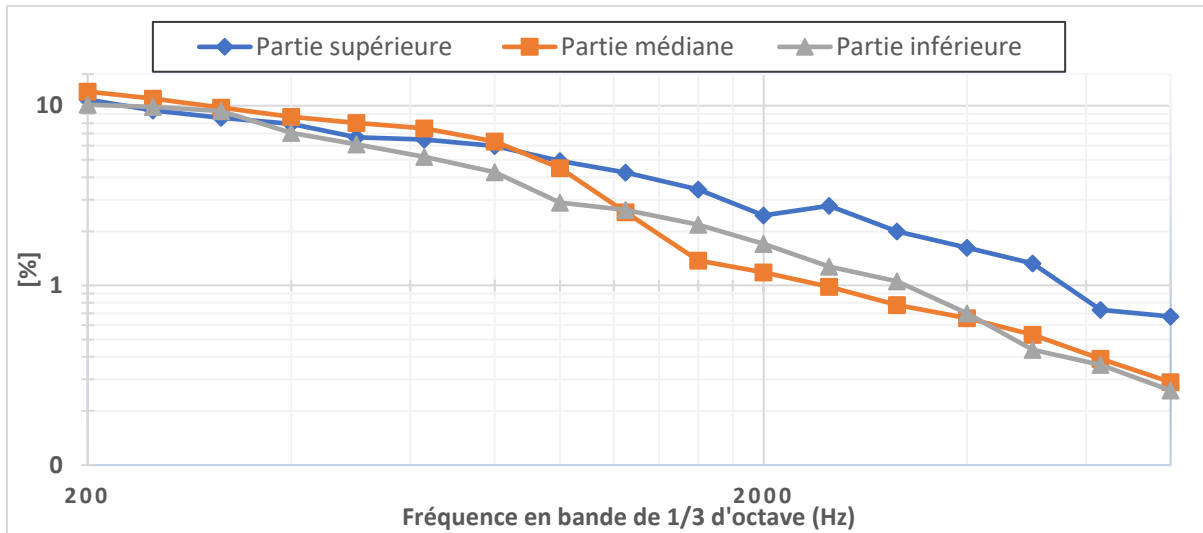


Figure 5-2: Facteur de perte par amortissement des trois parties de la cloison pare-feu du véhicule [36]

Les courbes montrent une allure décroissante et cohérente du facteur de perte par amortissement des trois parties de la structure. On alimente le modèle numérique par la suite avec ces résultats.

En se basant sur les critères de sous-structuration SEA, présentées dans la section état de l'art, on procède à la sous structuration de la cloison pare-feu. À partir d'un modèle éléments finis de la cloison, une sous structuration judicieuse a été établie. Le modèle SEA réalisé est composé alors de 23 sous-systèmes SEA au total. On distingue les types des sous-structures adoptés dans le tableau (5-2).

Tableau 5-2: Types des sous-structures SEA de la cloison pare-feu

Type du sous-système	Plaque simple	Coque à simple courbure	Coque à double courbure
Nombre des sous-systèmes	16	6	1

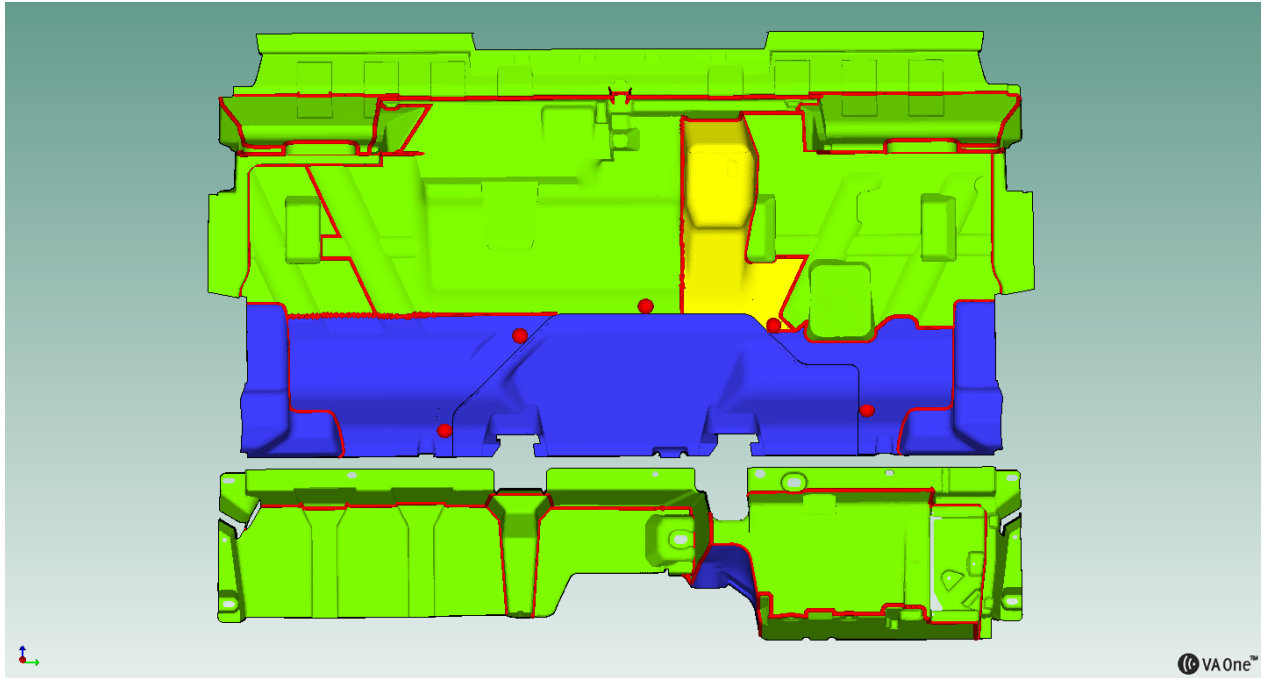


Figure 5-3: Modèle SEA de la cloison pare-feu du véhicule

On présente dans la figure (5-3) le modèle SEA de la cloison pare-feu. Les sous-systèmes de type plaque simple, coque à simple et double courbure sont représentés respectivement par les couleurs : vert, bleu et jaune. La plupart des sous-systèmes vérifient le critère exigeant un minimum de 5 modes par bande de fréquence, à partir de la bande 1/3 d'octave 1000 Hz.

Ensuite, on établit des jonctions linéiques et ponctuelles entre les sous-systèmes structuraux. On présente ces jonctions respectivement par des lignes continues et des points rouges sur la figure (5-3). Les coefficients de couplage entre les sous-systèmes sont calculés directement par VA One.

Finalement, à la suite de la modélisation SEA de la cloison pare-feu, on entame la modélisation de la cavité cabine ainsi que les cavités d'excitation. Les sous-systèmes structuraux (pare-feu et plancher en double parois) seront ensuite connectés aux cavités afin de simuler les chemins de transmission réelle du bruit.

### 5.1.2. Modélisation SEA de la cavité de la cabine et des cavités d'excitation

Dans cette section, on procède à la modélisation des cavités acoustiques SEA pertinentes. Notamment, une description de la modélisation de la cavité acoustique de la cabine ainsi que les



cavités d'excitation a été établie. En effet, la cavité de la cabine joue le rôle d'une cavité de réception à la suite des excitations aériennes des composants structuraux de l'habitacle. En outre, on présente la modélisation des cavités d'excitations, soit la cavité moteur, la cavité en dessus, les cavités sous le plancher et la cavité en avant de la cloison avant du véhicule. Ces cavités seront par la suite alimentées par les pressions pariétales adéquates mesurées à la suite d'une excitation aérienne dans le compartiment moteur du véhicule.

Par ailleurs, les facteurs de pertes par amortissements acoustiques, les pressions dans les cavités d'excitation ainsi que le niveau de pression acoustique dans la cabine sont mesurés directement sur véhicule [36].

### **Modélisation SEA de la cavité de la cabine**

La géométrie de la cabine est modélisée à partir du modèle éléments finis du châssis complet du véhicule qui délimite, quant à lui, les frontières de l'habitacle. On présente les dimensions de la cabine dans le tableau (5-3).

Tableau 5-3: Dimensions de la cavité SEA de la cabine

Volume [m <sup>3</sup> ]	Surface totale des faces [m <sup>2</sup> ]	Périmètre totale des faces [m]
2.15	10.18	15.75

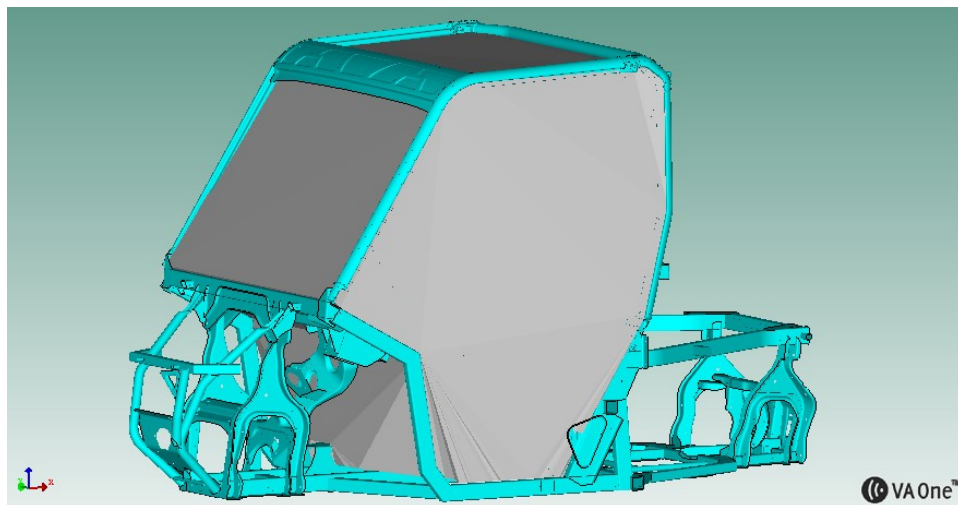


Figure 5-4: Modèle SEA de la cavité acoustique de la cabine et le modèle éléments finis du châssis du véhicule

Le modèle SEA de la cavité acoustique de la cabine est illustré dans la figure (5-4). Cette cavité sera ensuite alimentée par son DLF acoustique mesuré par la méthode de DRM. Le principe de la mesure est le même que celui présenté lors de la mesure des DLF(s) des cavités intermédiaires du plancher en double paroi. (voir section 3.2.2.)

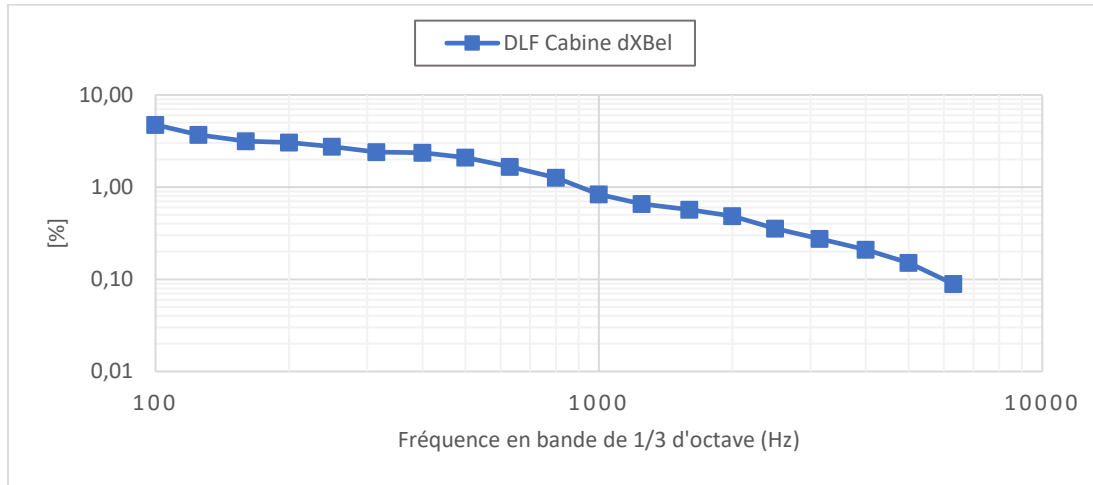


Figure 5-5: Facteur d'amortissement acoustique de la cabine dXBel du véhicule [36]

On présente dans la figure (5-5) le facteur de perte par amortissement acoustique de la cabine. Ce facteur tient compte de l'absorption ajoutée par tous les équipements ainsi que les traitements acoustiques déjà existants dans l'habitacle.

Ensuite, afin de pouvoir déterminer les limites de la modélisation SEA de la cavité cabine, le recouvrement modal de cette dernière a été calculé sur la bande [100 Hz – 6300 Hz]. (voir figure 5-6)

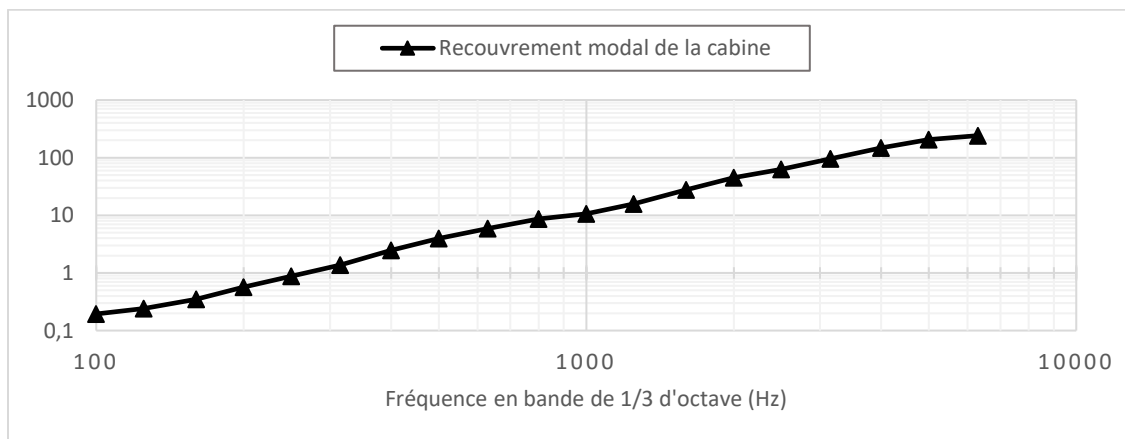
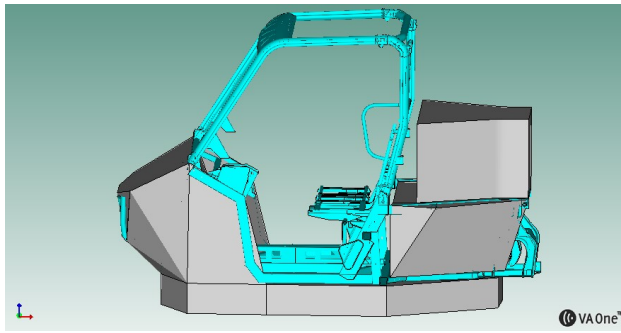


Figure 5-6: Recouvrement modal de la cavité SEA de la cabine

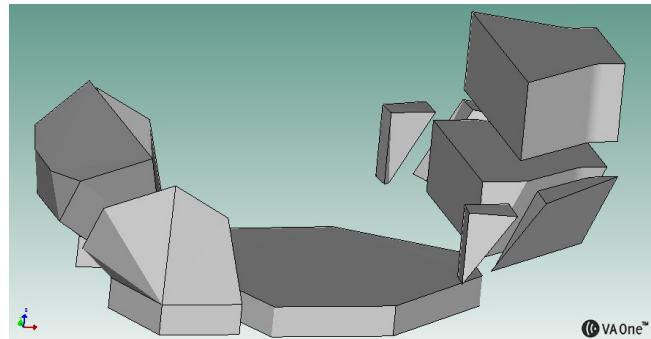
D'après les résultats obtenus, on observe qu'au-delà de 500 Hz, on constate que le recouvrement modal dépasse 3. C'est à partir de cette fréquence que le champ acoustique à l'intérieur de la cavité devient réverbérant.

### **Modélisation des cavités d'excitation**

Les cavités acoustiques SEA d'excitation sont présentées dans la figure (5-7). Ces cavités présentent les positions principales où se concentrent la majorité des excitations acoustiques en provenance du compartiment moteur qui excitent le plancher en double paroi en bas et la cloison pare-feu en arrière. Le processus de création de ces cavités est le même que celui présenté pour la création de la cavité cabine.



(a) Cavités SEA d'excitation



(b) Vue éclatée cavités SEA d'excitation

Figure 5-7: Cavités acoustiques d'excitation

Des pressions pariétales ont été appliquées sur chacune des cavités d'excitations. Afin de déterminer ces pressions à appliquer, une source sonore omnidirectionnelle B&K de type 4295 a été placée à l'intérieur du compartiment moteur. On vise la plage fréquentielle [100 Hz – 6300 Hz].

Ainsi, les pressions pariétales sont mesurées à l'aide des microphones répartis sur les surfaces des composantes structurales en face de chaque cavité d'excitation. Ceci assure une excitation représentative du moteur sur les sous-structures considérées dans cette étude.

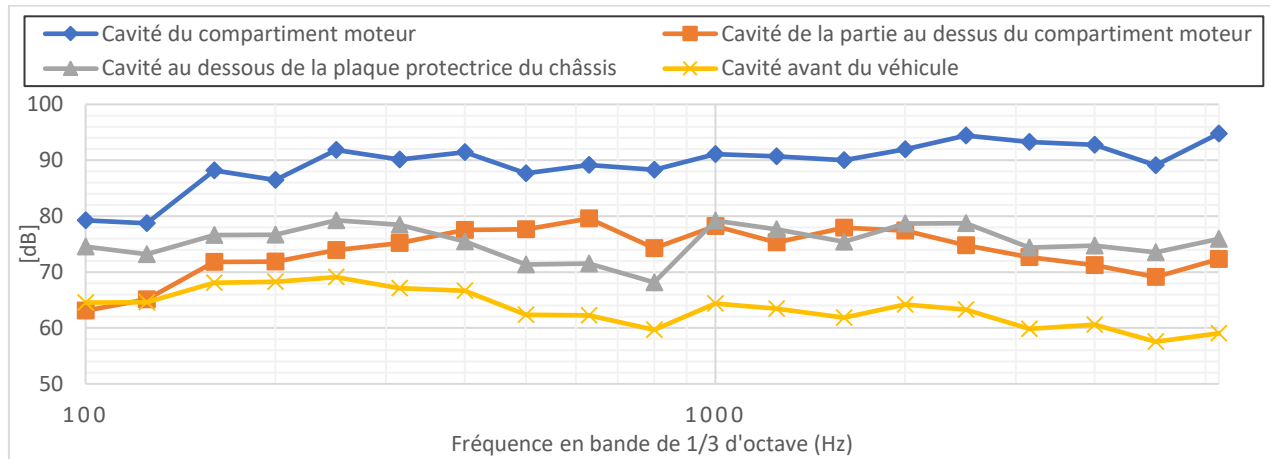


Figure 5-8: Spectres des pressions pariétales mesurées et implémentées dans les cavités SEA envisagées [36]

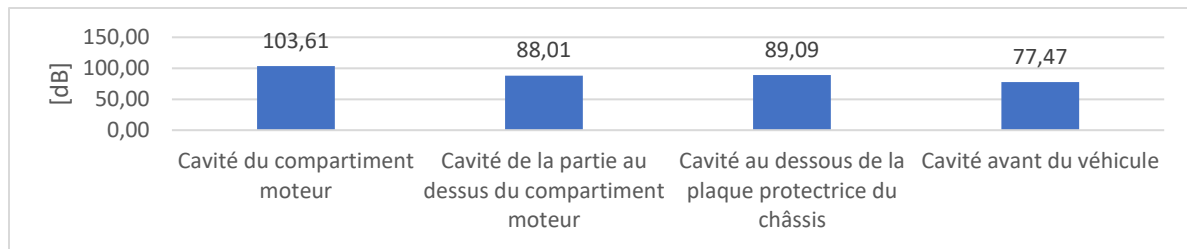
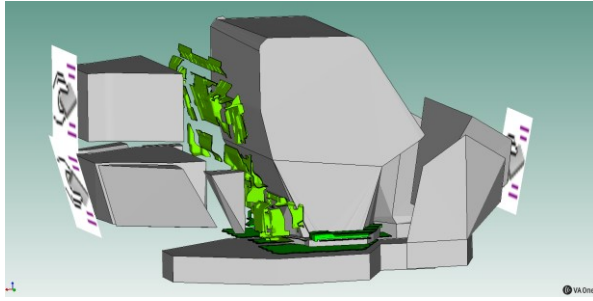


Figure 5-9: Niveaux des pressions acoustiques globales dans les cavités d'excitations

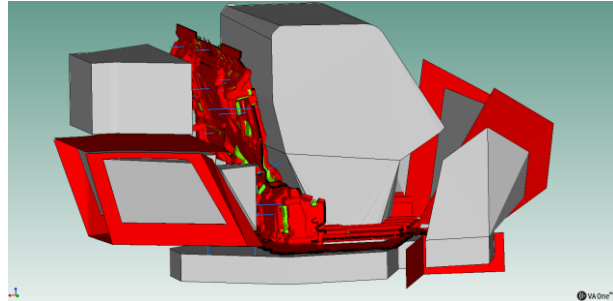
Les résultats présentés dans les figures (5-8) et (5-9) montrent une répartition cohérente des niveaux des pressions sonores mesurés sur chaque cavité d'excitation. En effet, on constate que le niveau de pression acoustique global décroît en s'éloignant du compartiment moteur jusqu'à la partie avant du véhicule. Finalement, on alimente chaque cavité acoustique d'excitation avec la pression pariétale mesurée correspondante.

### 5.1.3. Prédiction du niveau de pression sonore dans la cabine

Le modèle SEA de la cabine comporte 45 sous-systèmes structuraux SEA qui représentent les sous-systèmes du plancher, de la plaque protectrice du châssis et de la cloison pare-feu. Ainsi, le modèle comporte également 14 cavités acoustiques SEA dont la cavité de la cabine et les cavités extérieures. On présente dans la figure (5-10) le modèle SEA de la cabine ainsi que les jonctions surfaciques établies.



(a) Vue éclatée du modèle SEA de la cabine



(b) Les jonctions surfaciques établies entre les cavités et les sous-structures SEA

Figure 5-10: Modèle SEA de la cabine du véhicule

Après avoir modélisé toutes les cavités extérieures d'excitation et intérieure de la cabine, on génère des jonctions surfaciques entre les sous-systèmes structuraux et acoustiques. Le but est d'assurer l'échange de l'énergie acoustique entre le réseau des sous-systèmes SEA modélisés. Afin de valider les prédictions du modèle, les résultats numériques du niveau de pression acoustique dans la cabine soumise aux excitations aériennes seront ensuite comparés avec les résultats des mesures.

#### 5.1.4. Validation expérimentale du modèle numérique de la cabine SEA

Dans cette section on s'intéresse aux validations expérimentales des prédictions numériques du SPL dans la cabine. À cet égard, la mesure du niveau de pression acoustique dans la cabine a été réalisée en parallèle avec les mesures des pressions pariétales d'excitations appliquées au modèle. En effet, des microphones ont été répartis à l'intérieur de la cabine au moment de l'excitation avec la source acoustique omnidirectionnelle située dans le compartiment moteur. Les niveaux des pressions acoustiques enregistrés par ces microphones à l'intérieur de la cabine ont été traités et moyennés par la suite. On présente dans la figure (5-11 et 5-12) une comparaison entre le résultat numérique et la mesure expérimentale du niveau de pression acoustique dans la cabine du véhicule.

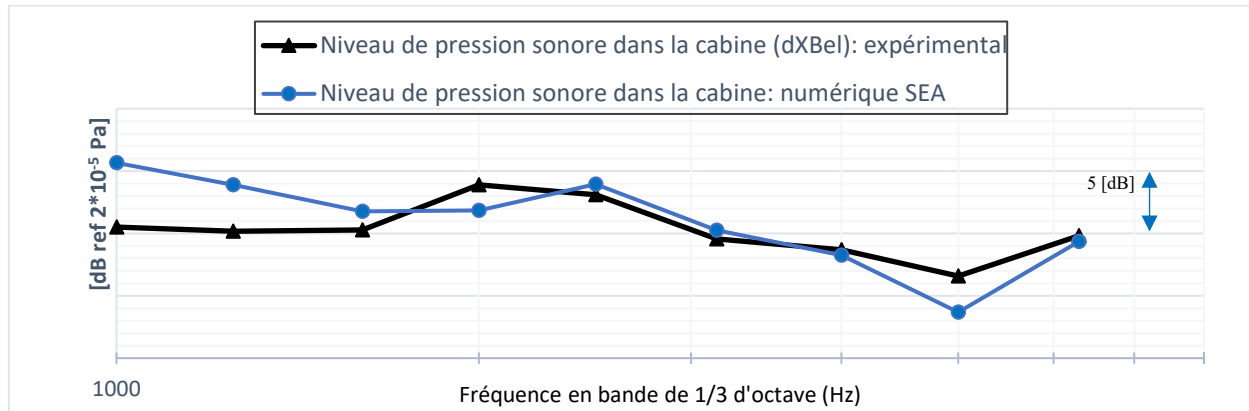


Figure 5-11: Niveau de pression acoustique à l'intérieur de la cabine du véhicule dans la bande 1/3 d'octave [1000 Hz - 6300 Hz]: résultats numérique vs expérimental

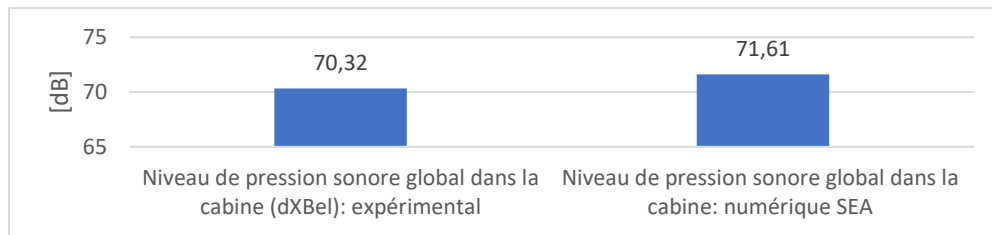


Figure 5-12: Niveau de pression acoustique global dans la bande [1000 Hz - 6300 Hz] : résultats numérique vs expérimental

D'après la figure (5-11), on constate une allure décroissante de la SPL à l'intérieur de la cabine en fonction de la fréquence. En effet, les résultats montrent un niveau de pression acoustique plus élevé au-dessous de 2500 Hz. Dans les bandes 1000 Hz et 1250 Hz 1/3 d'octave, on observe un écart de niveau entre les prédictions numériques et les résultats expérimentaux. Ceci peut être expliqué par des imperfections relatives aux mesures expérimentales (mesures des DLF(s), des câbles qui ne sont pas bien branchés, balayage biaisé...) et/ou aux hypothèses adoptées dans la modélisation SEA du problème. Dans la bande [1600 Hz – 6300 Hz] les résultats montrent une bonne corrélation entre les résultats numérique et expérimental; l'erreur absolue dans cette zone est moins de 1.6 dB, à l'exception de la bande 5000 Hz où l'écart est plus élevé mais reste acceptable. Ainsi, l'erreur absolue relative à la prédiction du niveau de pression acoustique global est de 1.31 [dB]. Pour conclure, les résultats de la comparaison montrent que la précision de prédiction du SPL dans la cabine est satisfaisante globalement.

## **5.2. Développement du modèle numérique hybride FE/SEA de la cabine couplée avec le châssis**

### **5.2.1. Descriptions du modèle hybride FE/SEA de la cabine couplée avec le châssis**

On présente dans cette section la modélisation hybride FE/SEA de la cabine du véhicule couplée avec le châssis. On utilise le même modèle SEA de la cabine, présenté dans la section 5.1.3. Ainsi, on s'intéresse à la partie du châssis sur laquelle les sous-structures SEA modélisées précédemment (le plancher, la plaque protectrice et la cloison pare-feu) et le moteur sont montés. Le but est de déterminer le niveau de pression acoustique dans la cabine SEA à la suite d'une excitation solidienne appliquée sur le châssis FE. Le modèle éléments finis du châssis a été créé par Walid Belgacem. On présente dans la figure (5-13) le modèle FE du châssis au complet.

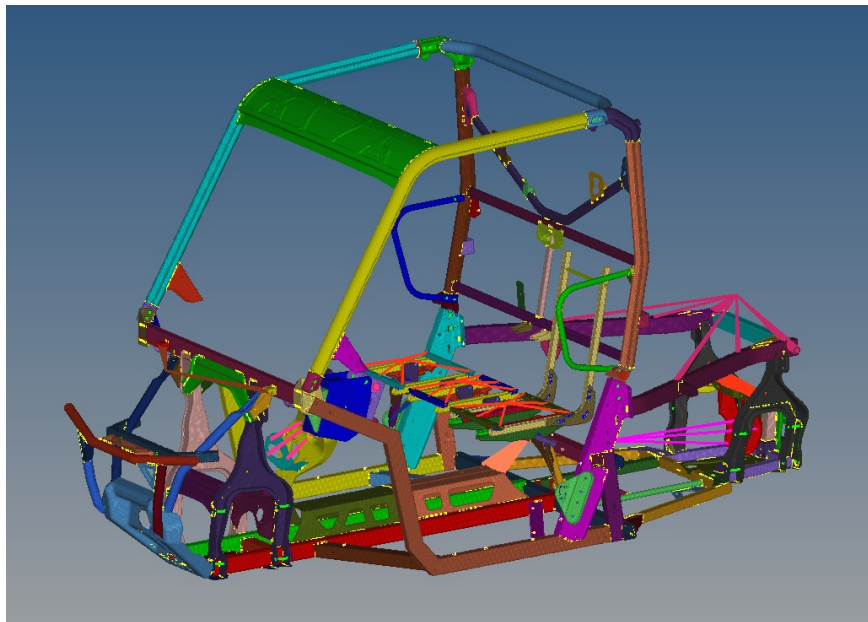


Figure 5-13: Modèle éléments finis complet du châssis du véhicule

Le maillage du châssis a été établi sous HyperMesh et contient 1 280 567 nœuds. Le solveur éléments finis a été utilisé pour extraire 2622 modes de 0 Hz jusqu'à 3 kHz. Les propriétés physiques du châssis ont été présentées dans le tableau (4-1) du chapitre précédent.

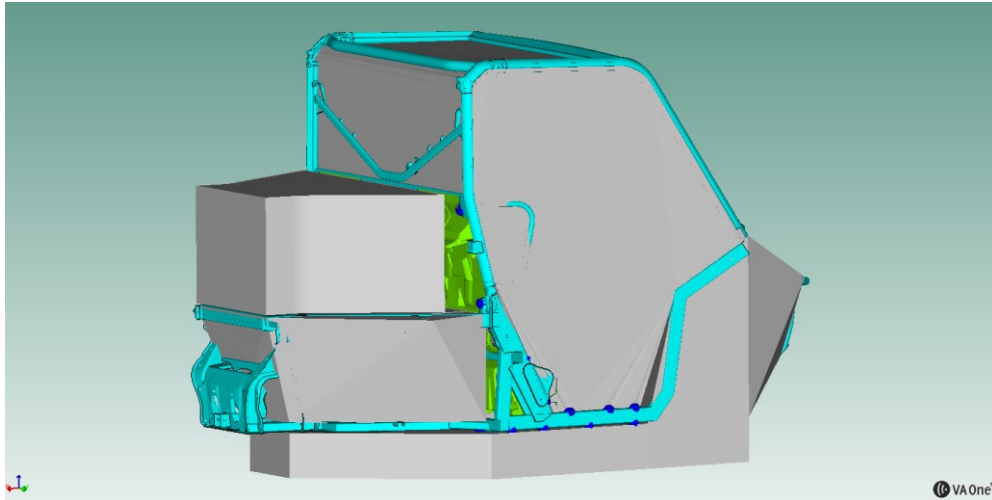


Figure 5-14: Modèle hybride FE/SEA de la cabine du véhicule

Étant donné que les sous-structures SEA sont encastrées sur le châssis FE (sur leurs points d'ancrage). On modélise ces connexions, numériquement, avec une série des jonctions hybrides FE/SEA qui couplent les modèles SEA structuraux des composants de la cabine avec le modèle FE du châssis. Des conditions aux limites d'encastrement sont associées dans ces points de connexions. Le modèle hybride FE/SEA de la cabine du véhicule est présenté sur la figure (5-14).

### 5.2.2. Prédiction du niveau de pression sonore dans la cabine soumise à des excitations solidiennes

Le moteur du véhicule est fixé sur le châssis, plus précisément dans la partie arrière de l'habitacle. Il repose principalement sur trois points de montage moteur. C'est sur ces derniers que les excitations solidiennes du moteur sont appliquées. Par conséquent et en absence des données expérimentales des vraies excitations qui couvre la plage fréquentielle d'intérêt, soit [200 Hz 2500 Hz], on applique trois forces ponctuelles unitaires et corrélées réparties sur les points de montage moteur appartenant au modèle FE du châssis. On présente sur la figure (5-15) les positions d'excitations numérotées de 1 à 3.



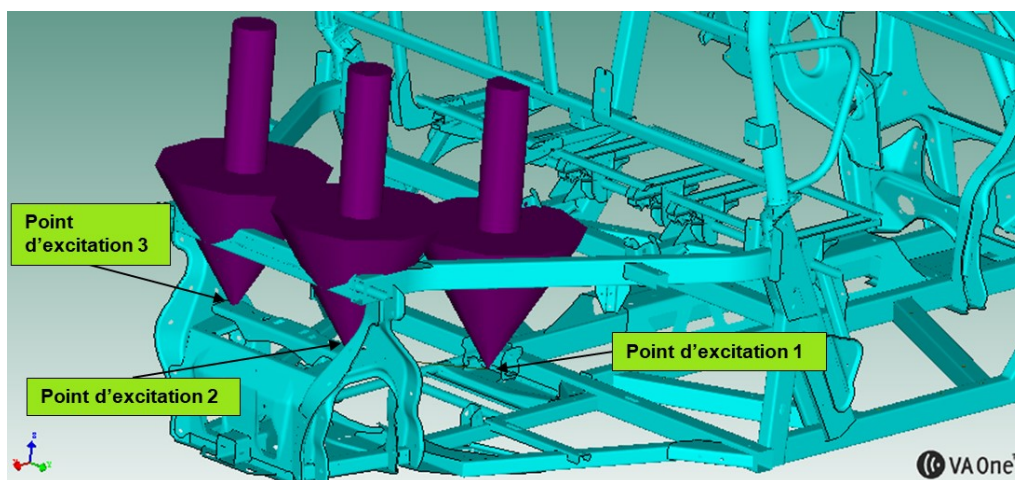


Figure 5-15: Positions d'excitations des trois points de montage du moteur sur le modèle FE du châssis

Cette modélisation nous aide à identifier l'impact des excitations solidiennes sur les points de montage moteur, au niveau de pression acoustique à l'intérieur du véhicule. On présente dans la figure (5-16) le résultat numérique hybride FE/SEA du SPL dans la cabine soumise à des excitations solidiennes.

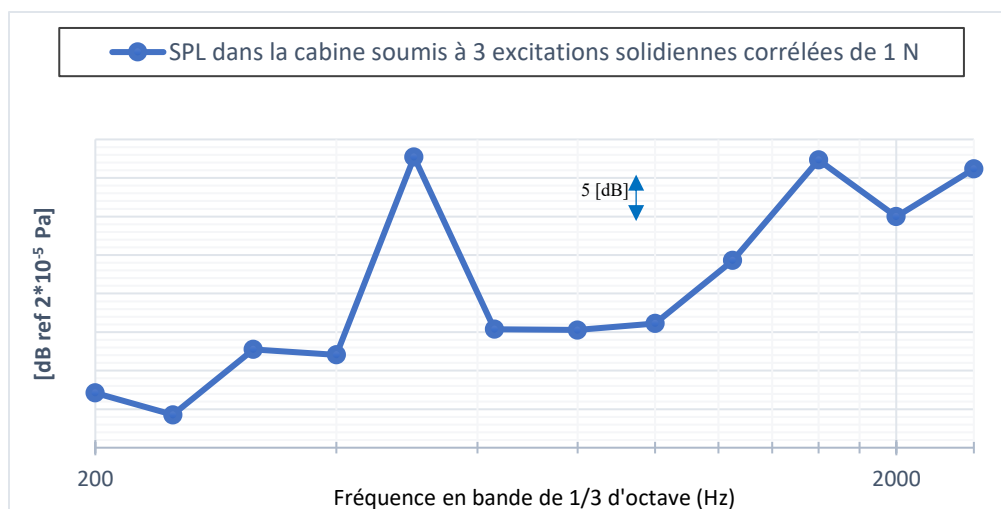


Figure 5-16: Résultat numérique hybride FE/SEA du SPL dans la cabine soumise à des excitations solidiennes sur les trois points de montage moteur

Le résultat numérique du niveau de pression acoustique dans l'habitacle montre un niveau élevé de pression principalement sur deux bandes fréquentielles 1/3 d'octave : 500 Hz et 1600 Hz. D'un autre côté, on constate qu'à ces deux fréquences 1/3 d'octave, les niveaux des puissances d'entrées

à la cabine SEA en provenance de tous les chemins de transmissions connectés à la cavité cabine indiquent une hausse considérable. De ce fait, ces deux hausses dans le SPL peuvent être, probablement, expliquée par des vibrations structurales transmises à travers le châssis FE connecté aux sous-structures SEA qui communiquent ensuite leurs puissances rayonnées à la cavité de la cabine. Une investigation portant sur l'origine de ces deux pics de SPL sera établie dans la suite de ce chapitre.

Par ailleurs, Gauthier [1] a mesuré le spectre du niveau de pression acoustique à l'intérieur de la cabine dans différentes configurations soit : (i) lorsque le moteur est en marche et le véhicule est immobile, et (ii) lorsque le véhicule roule à une vitesse constante et stable autour de 16 km/h. Les résultats du niveau de pression acoustique, tirés de son mémoire [1] sont présentés respectivement sur les figures (5-17) et (5-18).

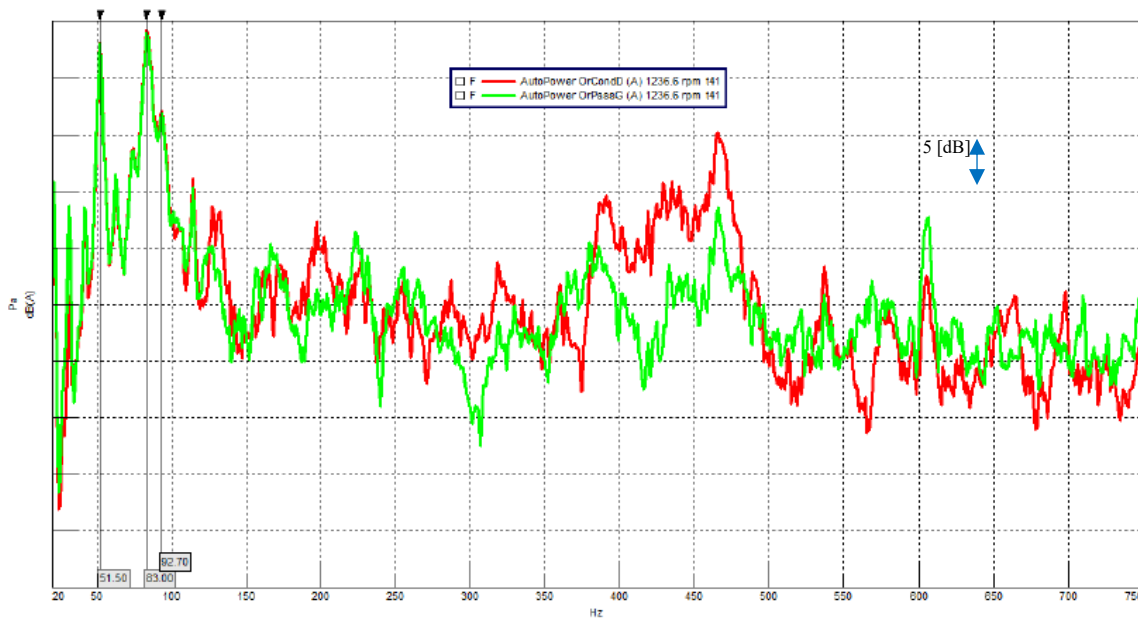


Figure 5-17: « Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur et le passager lorsque le véhicule est immobile et que le moteur tourne au ralenti (1200 t/min).

Tracé rouge, conducteur ; tracé vert passager. » Tiré de [1]

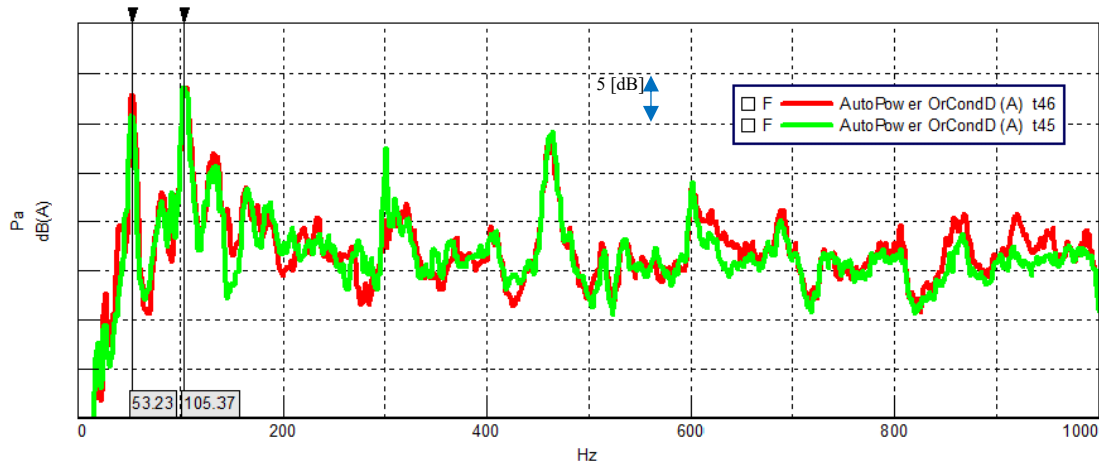


Figure 5-18: « Spectre fréquentiel du niveau de pression acoustique mesuré pour le conducteur à vitesse constante de 16 km/h, régime moteur de 3200 t/min pour les conditions de roues arrière embrayées (vert) et quatre roues embrayées (rouge), cabine fermée. » Tiré de [1]

Les résultats expérimentaux des spectres fréquentiels du niveau de pression acoustique dans les deux configurations du véhicule immobile et en déplacement, présentés dans les figures (5-17) et (5-18), montrent également une hausse de niveau de pression sonore dans la cabine sur la plage fréquentielle linéaire [430 Hz 480 Hz] lorsque le véhicule est immobile et que le moteur est en marche, ainsi qu'autour de la fréquence 462 Hz lorsque le véhicule se déplace. Gauthier [1] affirme que l'augmentation de niveau de pression acoustique dans cette plage fréquentielle « n'est pas relié aux ordres moteur ni aux ordres de vitesse de rotation de l'arbre entraînant les roues arrière ». L'auteur présume que c'est probablement à l'origine d'un mode rayonnant d'un ou des composants de la cabine du véhicule. Pour conclure, Gauthier [1] a observé déjà, expérimentalement, l'existence de la hausse en amplitude de pression acoustique dans cette plage fréquentielle. Les résultats du SPL numérique de notre modèle hybride FE/SEA de la cabine soumise à des excitations solidiennes aux points de montage moteur sont alors cohérents avec les résultats de ces mesures.

### 5.2.3. Investigation numérique sur l'origine des niveaux de pression acoustique élevés dans la cabine soumise à des excitations solidiennes du châssis

Dans cette section, le but est de vérifier que les niveaux élevés du SPL dans la bande 1/3 d'octave 500 Hz et 1600 Hz sont dus principalement aux comportements vibratoires du châssis. De ce fait,

on procède à augmenter considérablement l'amortissement structural du châssis dans ces deux fréquences. Notamment, on définit 2% d'amortissement structural, du modèle FE du châssis, uniquement sur les bandes 1/3 d'octave envisagées; tout en gardant 0.1% de DLF dans les restes de la plage fréquentielle d'étude. En effet, si la prédiction numérique du SPL dans ces deux bandes 1/3 d'octave chutent considérablement, on peut dire alors que ces augmentations de niveau de pression sonore dans la cabine soumise à des excitations solidiennes sont dues au comportement vibratoire du châssis du véhicule. Le résultat numérique du SPL à l'intérieur de la cabine, en augmentant l'amortissement structural du châssis uniquement sur les deux bandes 1/3 d'octave envisagées, est présenté dans la figure (5-19).

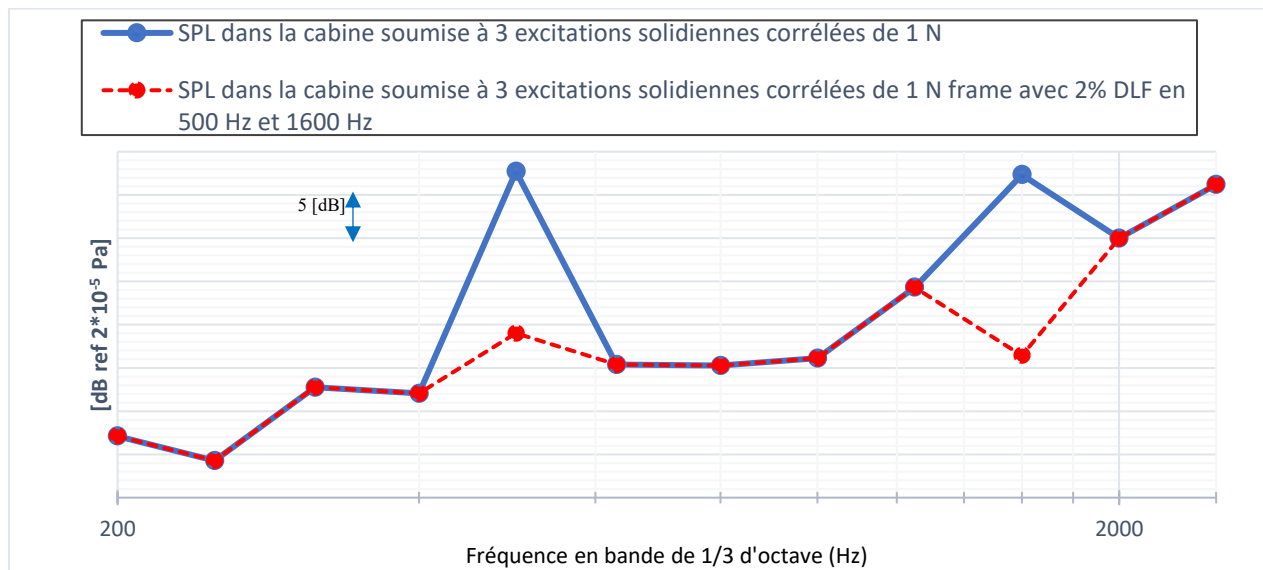


Figure 5-19: Comparaison entre le SPL dans la cabine avec 0.1% de DLF pour le châssis FE sur toute la plage fréquentielle, tracé en bleu, et le SPL dans la cabine avec 2% DLF sur la bande 500 Hz et 1600 Hz tout en gardant 0.1% DLF sur le reste de la plage fréquentielle pour le châssis FE, tracé en rouge

Comme prévu et d'après les prédictions numériques du modèle hybride FE/SEA de la cabine couplé au châssis du véhicule, les niveaux élevés de pression acoustique à l'intérieur de la cabine dans les bandes 1/3 d'octaves 500 Hz et 1600 Hz sont reliés aux transmissions solidiennes du niveau de bruit élevé à travers le châssis faiblement amorti, qui excite à son tour les composants de la cabine. En effet, le SPL à l'intérieur de la cabine soumise à des excitations solidiennes, dans les

bandes 1/3 d'octave centrées à 500 Hz et 1600 Hz, diminue respectivement de 18 dB et 21 dB en augmentant l'amortissement structural du châssis à 2%.

Dans la suite, afin d'identifier lequel des trois chemins est le plus dominant au niveau de la transmission du bruit autour de 500 Hz et 1600 Hz 1/3 d'octave; on procède à appliquer une force d'excitation unitaire successivement sur chacun des points de montage moteur. Puis, on compare, sur la figure (5-20), les résultats des SPL dans la cabine à la suite des excitations solidiennes de : chacune des forces appliquées séparément sur le modèle et des trois forces appliquées simultanément.

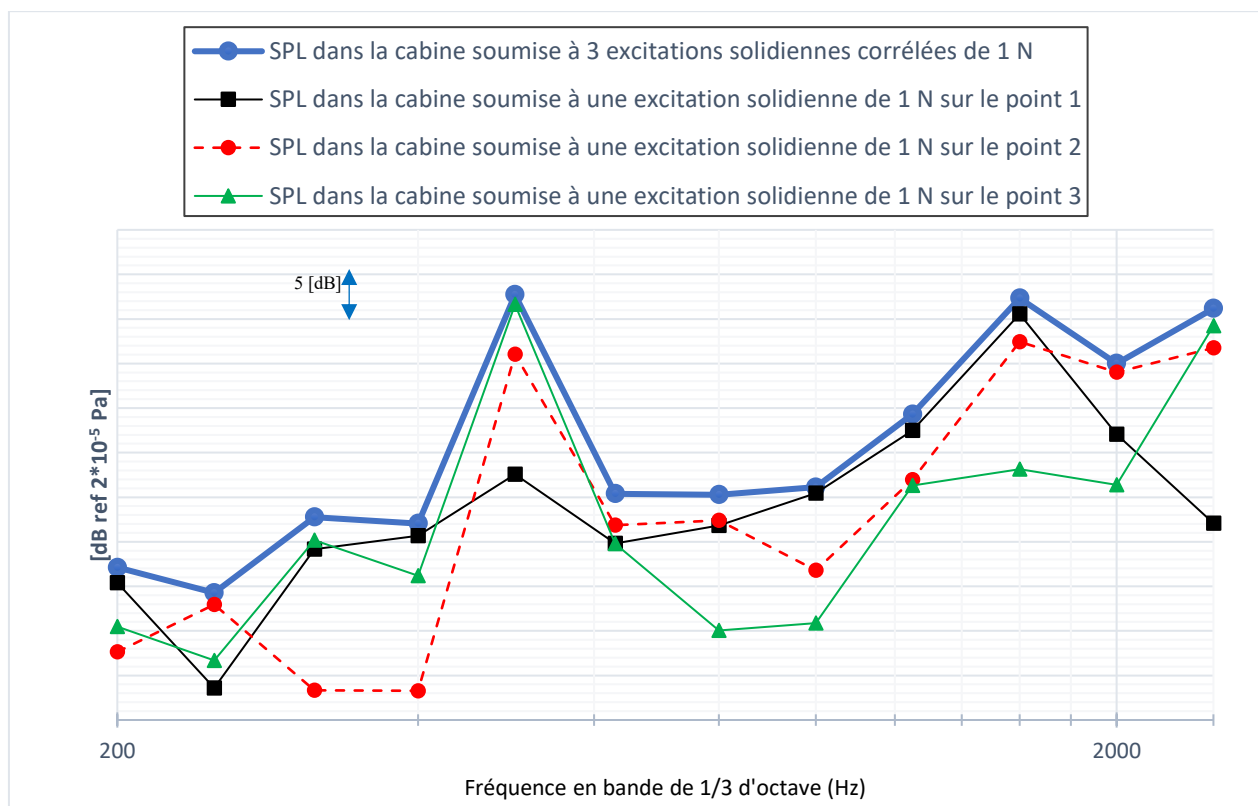


Figure 5-20: Comparaison des niveaux de pression acoustique dans la cabine soumise à des excitations solidiennes sur les 3 points de montage moteur simultanément et séparément

La figure ci-dessus montre que lorsqu'on excite la position d'excitation 1 uniquement, sur le châssis, on constate qu'elle contribue le plus en termes de SPL dans le pic de 1600 Hz que celle à 500 Hz. Tandis que, en excitant sur la position 3, on constate que le niveau de pression sonore à l'intérieur de la cabine dans la bande 500 Hz est le plus important sur toute la bande fréquentielle. Ainsi, en excitant les trois points simultanément et en excitant que la position 3 on obtient

approximativement le même niveau élevé de pression acoustique dans la cabine en 500 Hz. Finalement, en excitant la position 2, on observe, toutefois, les deux pics de SPL dans les bandes 500 Hz et 1600 Hz 1/3 d'octave.

Par ailleurs, on présente dans la figure (5-21) les mobilités d'entrée calculées numériquement par le logiciel commercial VA One dans les trois points de montage moteur excités séparément.

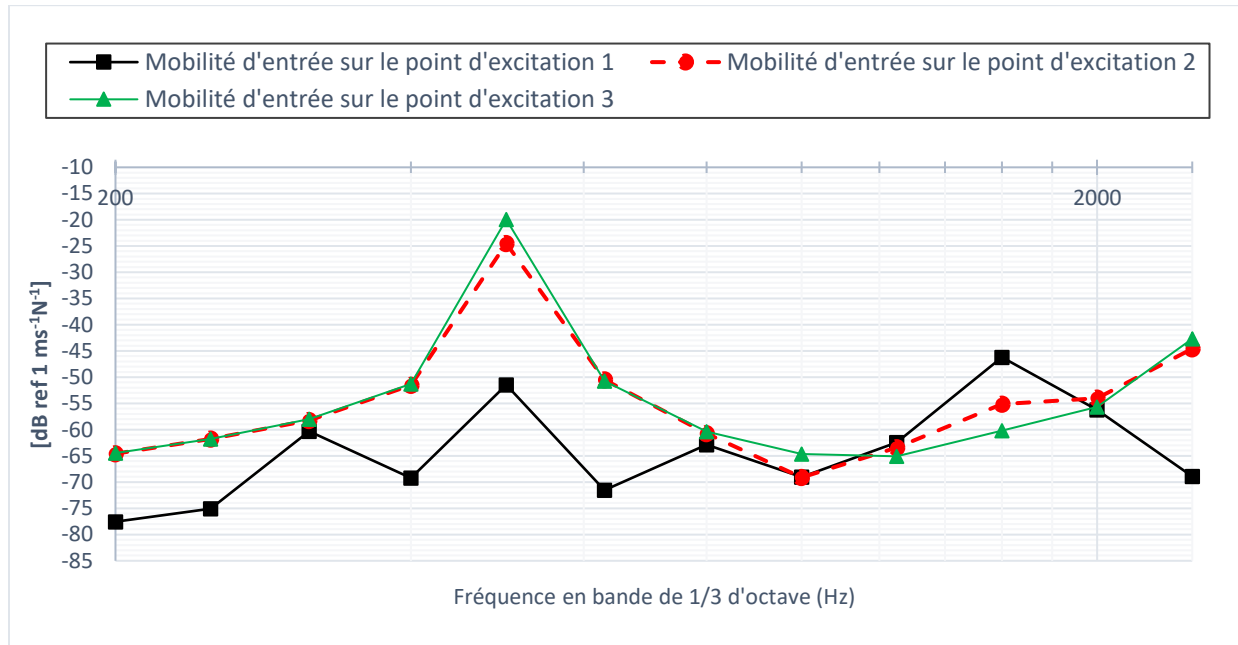


Figure 5-21: Comparaison des mobilités d'entrée dans les points de montage moteur excités séparément par une force ponctuelle de 1 N

Les courbes des mobilités d'entrée obtenues aux trois points d'excitation expliquent les tendances des SPL(s) prédits dans la cabine en conséquence. En effet, le niveau élevé de la mobilité d'entrée dans un point et dans une bande fréquentielle spécifique, indique la capacité du système à recevoir et transmettre plus d'énergie dans la structure. Ces résultats confirment alors, que le pic en 500 Hz est à l'origine d'excitation solidienne du châssis aux points 2 et/ou 3 principalement et avec une contribution moins importante lorsqu'on excite le point 1 dans cette bande fréquentielle. Ainsi, on constate que la mobilité d'entrée dans le point 1 est plus considérable dans la bande 1600 Hz que les points 2 et 3.

# CHAPITRE 6

## Conclusion

Dans ce travail de recherche, une modélisation vibroacoustique numérique du système compartiment moteur - habitacle d'un véhicule côte à côte, dans le domaine des moyennes et hautes fréquences, a été établie. Face à la complexité du système et les domaines fréquentiels envisagés, des modèles numériques basés principalement sur les méthodes hybride FE/SEA et SEA ont été développés et validés par des mesures expérimentales.

Dans un premier temps, une revue de littérature a été présentée. Elle a permis de maîtriser les informations de base des méthodes hybride FE/SEA et SEA, élargir les connaissances sur les différents outils expérimentaux et numériques, ainsi que de détailler le système étudié. En particulier, une présentation de la méthode hybride FE/SEA a été faite. Elle vise principalement à définir les principes de base de la méthode, ces domaines d'application ainsi que mettre en phase sur les équations clés qui couplent les deux approches impliquées dans cette méthode.

Ensuite, les modèles numériques SEA du plancher en simple paroi et double paroi ont été développés et validés expérimentalement. Ces modèles ont été établis sans prendre en compte l'impact du châssis du véhicule sur les comportements vibroacoustiques du plancher seul et du plancher avec la plaque protectrice (modèle double-paroi). Les prédictions numériques du modèle SEA du plancher en simple paroi, sans et avec traitement acoustique, ont montré une excellente corrélation avec les résultats expérimentaux, tandis que les résultats numériques SEA du plancher et la plaque protectrice du châssis en double paroi sans traitement acoustique ont montré une mauvaise corrélation en comparaison avec les résultats des tests. La cause principale de ces incertitudes au niveau des prédictions numériques a été liée aux inexactitudes des résultats de mesures des DLF(s) acoustiques des cavités intermédiaires qui séparent les deux parois. En effet, la modélisation SEA de la double paroi est très sensible aux valeurs des DLF(s) de la cavité intermédiaire. Par conséquent, les prédictions numériques de la double paroi en ajoutant des traitements acoustiques à l'intérieur des cavités intermédiaires ont été validées avec les résultats expérimentaux.

Par ailleurs, la modélisation expérimentale en condition idéale de la double paroi, notamment, avec une étanchéité maximale et en absence de tous les liens mécaniques qui couplent les deux parois avec le châssis du véhicule, a montré une isolation acoustique satisfaisante pour ce système même sans traitement acoustique. Cependant, en mesurant la perte par transmission de la double paroi couplée avec le châssis, on a constaté une détérioration importante en termes de la perte par transmission du système surtout en moyenne et haute fréquence et plus précisément à partir de 1600 Hz. De plus, même en appliquant des traitements acoustiques à l'intérieur de la cavité intermédiaire, la présence des liens mécaniques court-circuite ces absorptions ajoutées, la détérioration reste importante à cause de l'existence des transmissions solidiennes entre les parements.

Ainsi, des modèles hybrides FE/SEA du plancher en simple paroi et en double paroi couplée au châssis ont été développés et validés expérimentalement. Ces modèles hybrides montrent bien les effets des liens mécaniques, entre le plancher et la plaque protectrice, sur la perte par transmission.

Dans une première étape, un modèle SEA de la cabine du véhicule soumise à une excitation aérienne a été développé. La prédiction numérique du niveau de pression acoustique dans la cabine sur la plage fréquentielle 1/3 d'octave [1 kHz 5 kHz] a été validée par les mesures expérimentales. L'erreur absolue relative à la prédiction du niveau de pression acoustique global est de 1.3 [dB]. Aussi, on a constaté que le SPL dans la cabine est plus élevé au-dessous de 2500 Hz.

Dans une deuxième étape, un modèle de la cabine couplée avec le châssis a été développé. Ce modèle hybride FE/SEA couvre principalement la plage fréquentielle [200 Hz 2500 Hz] 1/3 d'octave. Le but était de prédire le SPL dans la cabine soumise à des excitations solidiennes sur les trois points de montage moteur. En l'absence des résultats expérimentaux adéquats, les prédictions numériques obtenues par cette modélisation n'ont cependant pas été validées. Toutefois, les analyses des résultats numériques obtenus à l'intérieur du véhicule montrent deux pics principaux sur les bandes 1/3 d'octave 500 Hz et 1600 Hz. Le pic dans la bande de tiers d'octave 500 Hz a été déjà enregistré lors des mesures antérieures réalisées sur le véhicule dans des différentes conditions d'opération [1]. J'ai constaté à l'aide du modèle numérique hybride conçu que les origines de ces pics sont dues aux transmissions solidiennes du bruit à travers le châssis du véhicule qui excitent par la suite les autres composants de la cabine.



Finalement, notons que les modèles numériques de la cabine développés dans ce travail ont été validés avec des excitations acoustiques et solidiennes qui ne représentent pas exactement les excitations dans les vraies conditions opérationnelles du véhicule. À cet égard, et comme perspective à notre travail, il est important de caractériser et d'appliquer les excitations réelles dans les modèles afin de prédire le niveau de pression acoustique dans la cabine dans les conditions opérationnelles, et comparer, ensuite, l'impact de ces excitations (mécanique versus acoustique) sur le niveau de pression à l'intérieur du véhicule.



# LISTE DES REFERENCES

- [1] Mathieu Gauthier, (2017) Identification et hiérarchisation des sources et chemins de transfert vibroacoustiques d'un véhicule côte-à-côte. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Canada.
- [2] Atalla, N. (2010) Une introduction à la S.E.A., Notes du cours GMC 722 : Méthodes numériques en interaction fluide-structure, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Canada.
- [3] Cherif, R. (2015). Caractérisation expérimentale et numérique de la transmission acoustique de structures aéronautique : effets du couplage et de l'excitation. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Canada.
- [4] Lyon, R. H. et Maidanik, G. (1962). Power flow between linearly coupled oscillators, *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 34, p. 623-639.
- [5] Lyon, R. H. et DeJong, R. G. (1975) theory and application of statistical energy analysis, *Butterworth-Heinemann*, Boston, second edition.
- [6] Bolduc, M. (2007) Acquiring statistical energy analysis damping loss factor for complex structures with low to high damping characteristics. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Canada.
- [7] Lesueur, C. (1988) Rayonnement acoustique des structures. Editions Eyrolles.
- [8] De Langhe, K, Statistical Energy Analysis: an approach to model high frequency vibro-acoustic problems, *LMS international NV*.
- [9] Bies, D. A., et Hansen, C. H. (2009) Engineering Noise Control: Theory and Practice, Fourth Edition. Vol. 4th ed, CRC Press.
- [10] Cherif, R. and Atalla, N, (2015). Experimental investigation of the accuracy of a vibroacoustic model for sandwich-composite panel, *The Journal of the Acoustical Society of America* Vol. 137(3), pp. 1541- 1550
- [11] Wren, G. G. et Kinra, V. K. (1989). On the effect of an end-mass on beam damping. *Experimental Mechanics*, volume 29, numéro 3, p. 336-41.

- [12] Bies, D.A. et Hamid, S. (1980). In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method. *Journal of Sound and Vibration*, volume 70, numéro 2, p. 187-204.
- [13] Norton, M.P. (1989). *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*. Cambridge university press, (2nd edition: 2003).
- [14] Brown, K.T. et Norton, M.P. (1985). Some comments on the experimental determination of modal densities and loss factors for statistical energy analysis applications. *Journal of Sound and Vibration*, volume 75, numéro 4, p. 102-106.
- [15] Ranky, M. F. et Clarkson, B. L. (1983). Frequency average loss factors of plates and shells. *Journal of Sound and Vibration*, volume 89, numéro 3, p. 309-23.
- [16] A. Le Bot. (2015). *“Foundations of Statistical Energy Analysis in Vibroacoustics”*. Oxford University Press.
- [17] Ming, R. (1998). The measurement of coupling loss factors using the structural intensity technique. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 103, numéro 1, p. 401-7.
- [18] FAHY, F.J. (1982). Statistical Energy Analysis; *Noise and Vibration; Ellis Horwood Limited*; Chapter 7; pp.165-186.
- [19] Maidanik, G. (1962). Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields. *Acoustical Society of America -- Journal*, volume 34, numéro 6, p. 809-826.
- [20] Squicciarini et al. (2014). Use of a reciprocity technique to measure the radiation efficiency of a vibrating structure. *Applied Acoustics*, volume 89, p. 107-121.
- [21] Acoustics - determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure precision method for anechoic rooms and hemi-anechoic rooms (ISO 3745:2012). International Standard Organisation.
- [22] Acoustics - determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure precision methods for reverberation test rooms (ISO 3741:2010). International Standard Organisation.

- [23] Acoustics - determination of sound power levels of noise sources using sound intensity – Part 3: precision method for measurement by scanning (ISO 9614- 3:2002). International Standard Organisation.
- [24] Acoustique - Mesurage par intensité de l'isolation acoustique des immeubles et des éléments de construction - Partie 1: Mesurages en laboratoire (ISO 15186-1:2000). International Standard Organisation.
- [25] Acoustique — Détermination par intensimétrie des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit — Partie 2: Mesurage par balayage (ISO 9614-2:1996). International Standard Organisation.
- [26] O. Robin et A. Berry (2016), “*Alternative Methods for the Measurement of Panel Transmission Loss under Diffuse Acoustic Field Excitation*”. INTER-NOISE 2016
- [27] P.J. Shorter, R.S. Langley (2005), “*Vibro-Acoustic analysis of complex system*”, Journal of Sound and Vibration 288, 2005 pp. 669-699.
- [28] P.J. Shorter, R.S. Langley (2005), “*On the reciprocity relationship between direct field radiation and diffuse reverberant loading*”, *The Journal of the Acoustical Society of America*. 117(1), 2005, pp. 85-95.
- [29] Vincent Cotoni (2008), “*Advanced Modeling of Aircraft Interior Noise using the Hybrid FE-SEA method*”, article de conférence, Society of Automotive Engineers.
- [30] Charpentier A, Cotoni V, Fukui K (2006), “*Using the hybrid FESEA method to predict structure-borne noise in a car body-inwhite*”. In: Proceedings of INTER-NOISE and NOISE-CON congress and conference. Institute of Noise Control Engineering, pp 622–631
- [31] A. Vallespín, O. Gibert, J. Sapena, J. Jové, F. Guerville and N. Cuny (2011), “*Passanger door Transmission Loss improvement in a train using a vibro-acoustic numerical model combinig deterministic and statistical techniques*,” Internoise 2011.
- [32] Jové, J., Sapena, J., Guerville, F. and Blanchet, D. (2009), “*Interior structure borne noise prediction of the cabin of a high-speed train using FE-SEA hybrid methods*,” Internoise 2009. Ottawa, (Canada).

[33] Vincent Cotoni, Phil Shorter, and Robin Langley (2007), "*Numerical and experimental validation of a hybrid finite element-statistical energy analysis method*", *The Journal of the Acoustical Society of America* **122**, 259.

[34] VA One 2016.5 User Guide, ESI-Group.

[35] Bies, D. A., Hansen, C. H. et C. Howard (2017) Engineering Noise Control: Fifth Edition, CRC Press.

[36] Cherif, R. (2019) "Validation du modèle SEA d'une cabine du Defender". Rapport interne, projet dXbel, Groupe Acoustique de l'Université de Sherbrooke.